

E 4524/2

BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV

1986 JUL 29

SERIA 

- ⊙ Mecanică aplicată
- ⊙ Electrotehnică și electronică
- ⊙ Construcția de mașini și
tehnologia prelucrării metalelor

VOL. XXVII~1985



BULETINUL UNIVERSITĂȚII DIN BRAȘOV

L1076318

SERIA



- Mecanică aplicată
- Electrotehnică și electronică
- Construcția de mașini și
tehnologia prelucrării metalelor

VOL. XXVII~1985

COLEGIUL DE REDACTIE

Conf.dr.ing. Filofteia Negruțiu(rector-președinte),
conf.dr.ing. Mircea Ivan (prorector - vicepreședinte),
prof.dr.ing.Florea Dudiță (vicepreședinte),
prof.dr.ing.Andrei Nicolaide, prof.dr.ing.Darie
Parascan, prof.dr.ing.Victor Dogaru, conf dr.ing.
Aurel Jula, conf.dr.Ioan Ința, conf.dr.Gabriel Orman.

COMITETUL DE REDACTIE

Conf.dr.ing.Alexandru Constantinescu,conf.dr.ing.
Ioan Curtu, conf.dr.ing.Stefan Dan, șef lucr.dr.ing.
Nicolae Ivan(redactor șef adjunct),conf.dr.ing.
Aurel Jula (redactor șef),prof.dr.ing.Alexandru
Maniu,prof.dr.ing.Tiberiu Nagy,conf.dr.ing.Gheorghe
Obaciu,conf.dr.ing.Ion Popescu, conf.dr.ing.Simion
Popescu, prof.dr.ing. Wilibald Szabo(redactor șef
adjunct) .

Secretari științifici:șef lucr.dr.ing.

Grigore Gogu

asist.ing.Venera

Iacob

SUMAR
SUMMARY
INHALTSVERZEICHNIS
SOMMAIRE

Pag.

VLASE, S. Analiza elastodinamică a sistemelor mecanice cu legături prin metoda elementelor finite.....	1
Elastodynamic analysis of mechanical systems using the finite element method.	
Elastodynamische Analyse der mechanischen Systeme durch die Methode der finiten Elemente.	
L'analyse élastodynamique des systèmes mécaniques par la méthode des éléments finis.	
GOGU, GR., MUNTEANU, M. GH., COSMA, E. Vibrațiile plăcilor circulare de grosime variabilă.....	7
Vibration of the variable thickness circular plates.	
Vibration der Kreisplatten veränderlicher Dicke.	
Vibration des plaques circulaires avec l'épaisseur variable.	
CIOFOAIA, V. Asupra influenței nervurilor aplicate pe plăci circulare.....	15
On the influence of ribs applied on the circular plates.	
Über den Einfluss von angebrachten Rippen auf Kreisplatten.	
Sur l'influence des nervures appliquées sur plaques circulaires.	
GOGU, GR. Tensiunile produse în pinzele circulare de forțe aplicate static după direcțiile componentelor forței de așchiere....	21
Stresses produced in circular saws by forces statically applied on the direction of the cutting-force components.	
Durch statische, in Richtung der Schnittkraft angreifende Kräfte erzeugte Spannungen in Kreissägeblättern.	
Tensions produites dans les soies circulaires par des forces appliquées statiquement sur les directions des composantes de la force de coupe.	
DUDITA, FL., DIACONESCU, D., MUNTEANU, O. Randamentul mecanismelor multiplanetare monomobile.....	29
Efficiency of multiplanetary monomobile mechanisms.	
Der Wirkungsgrad der zwangsläufigen Zusammengesetzten Planetengetriebe.	
Le rendement des mécanismes multiplanétaires monomobiles.	

- SOUCA, N. Determinarea unghiurilor de defazare inițială și a unghiurilor de montaj la transmisiile policardanice spațiale.... 41
 Determination of the displacement angle and the mounting angle to the spatial policardanic transmissions.
 Bestimmung der anfänglichen Phasenverschiebung und der Einbauwinkel der räumlichen Polykardangelngetriebe.
 La détermination des angles de déphasage initiale et des angles de montage aux transmissions spatiaux policardaniques.
- BOBANCU, S., DAJ-FLETAN, I., CIOBANU, M. Procedeu de împărțire a raportului total pe trepte la reductoare cilindrice..... 49
 Overall ratio partition process on steps to gear reducers.
 Aufteilungsverfahren für die Gesamtübersetzung auf die Getriebebestufen.
 Procédé de division du rapport total sur les échelons des réducteurs.
- JULA, A., CHISU, E., VELICU, D., MOLDOVEAN, GH. Stabilirea capacității maxime de încărcare a angrenajelor cilindrice exterioare cu dantură înclinată..... 57
 Determination of the maximum loading capacity of the external cylindrical inclined toothing gears.
 Bestimmung der maximalen Tragfähigkeit der Schrägstirnräder mit Aussenverzahnung.
 L'établissement de la capacité de charge maximum des engrenages cylindriques extérieurs à denture inclinée.
- PETCU, D., HOFFMANN, V., UNGUREANU, V. Studiul influenței unghiului de înclinare asupra performanțelor funcționale ale unor tuburi termice gravitaționale fără structură capilară cu acetona și freon..... 65
 Study of the influence of the angle of inclination on the service performances of some gravitational thermic tubes without acetone and freon.
 Studium des Einflusses des Neigungswinkels auf die Arbeitsleistungen einiger gravitatinalen thermischen Rohre ohne Kapillarstruktur mit Azeton und Freon.
 L'étude de l'influence de l'inclinaison sur les performances fonctionnelles de certains caloducs gravitationnels sans structure capillaire à l'acétone et au freon.

FETCU, D., HOFFMANN, V., UNGUREANU, V. Posibilități de folosire a tuburilor termice cu acetona la fabricarea schimbătoarelor de căldură recuperatoare..... 71
Possibilities of using the thermic tubes with acetone to the blast-heating exchanger.

Anwendungsmöglichkeiten der thermischen Rohre mit Azeton bei der Herstellung der abwärmeverwertenden Wärmeaustauscher.
Posibilités d'emploi des caloducs à acétone à la fabrication des récupérateurs de chaleur.

FETCU, D., HOFFMANN, V., UNGUREANU, V. Aspecte ale folosirii apei ca fluid de lucru în tuburile termice din oțel carbon..... 75
On the use of water as working fluid in the thermic tube of carbon steel.

Aspekte der Anwendung des Wassers als Fluidum in thermischen Rohren aus Kohlenstoffstahl.

Sur certains aspects de l'emploi de l'eau en tant que fluide de travail dans les caloducs en acier au carbone.

BOIAN, I., HOFFMANN, V., SCHNABEL, E., DANILA, E. Aprecierea comparativă a radiatoarelor de automobile..... 79
Comparative appreciation of the automobile radiators.

Vergleichende Beurteilung der Kraftfahrzeugkühler.

Appreciation comparative des radiateurs de véhicules automobiles.

ABAITANCEI, D., RADU, GH., NAGY, T., BOBESCU, GH., CHIRU, A.,
ABAITANCEI, M., COFARU, C. Ameliorarea performanțelor unor motoare de autovehicule prin utilizarea oscilațiilor de presiune în colectoarele de admisie..... 87

Performances improvement of some vehicle engine using the pressure oscillations in the inlet manifold.

Untersuchungen und Ergebnisse bezüglich des Einflusses der Saugleitungsgestaltung auf die Leistungen der Kraftfahrzeugmotoren.

L'amélioration des performances de certains moteurs d'autovehicules, par l'emploi des oscillations de pression dans les collecteurs d'admission.

CHIRU, A., BOBESCU, GH. Îmbunătățirea performanțelor unui motor cu aprindere prin compresie cu injecție directă prin utilizarea fenomenelor ondulatorii din tubulatura de admisie.. 101

Performances improvement of a direct injection compression ignition engine using the undulatory phenomenon from the admission tubulature.

Verbesserung der Leistungen eines Selbstzündmotors mit direkter Einspritzung durch Ausnutzung der undulatorischen Vorgänge im Einlassrohr.

Amélioration des performances d'un moteur à allumage par compression à injection directe par l'utilisation des phénomènes ondulatoires dans la tubulature d'admission.

CONSTANTIN, FL., OLARIU, V. Studiul experimental al transmissibilității scaunului tractorului U lolo dotat cu o nouă suspensie.....

115

Experimental studies on the chair transmissivity to the tractor U lolo endowed with a new suspension.

Experimentelles Studium der Übertragbarkeit der Fahrersitzes des mit neuer Aufhängung ausgerüsteten Traktors U lolo.

L'étude expérimentale de la transmissibilité du siège du tracteur U lolo muni d'une nouvelle suspension.

BRATUCU, GH., GHINEA, T. Aspecte privind fiabilitatea brăz-darelor de plug în condițiile de lucru din județul Brașov..

121

On the plough share fiability in the operating conditions of the district of Brașov.

Über die Zuverlässigkeit der Pflugschare in den Arbeitsbedingungen des Bezirks Brașov.

Aspects de la fiabilité des socs de charrue dans les conditions de travail du département de Brașov.

CIOBANU, M., MARIN, GH., DAJ, I. Cercetări experimentale privind optimizarea rezemării elastice a mașinilor unelte.....

131

Experimental researches concerning the optimizing of the machine-tools elastic suspension.

Experimentelle Untersuchungen für die Optimierung der federnden Auflagerung von Werkzeugmaschinen.

Recherches expérimentales concernant l'optimisation de la suspension élastique des machines-outils.

BONCOI, GH., BOBRIU, S.G., CALEFARIU, G., RACOVITA, M. Aparat pneumoelectric pentru controlul dimensiunilor liniare.....

137

Pneumoelectric apparatus for linear dimension checking.

Pneumatisch-elektrisches Gerät für die Kontrolle linearer Dimensionen.

Appareil pneumoélectrique pour le contrôle des dimensions linéaires.

IVAN, N.V. Asupra necesităţii simplificării algoritmilor de proiectare asistată de calculator a proceselor tehnologice..... 143

On the necessity of simplification of the algorithms of the operation process design assisted by computer.

Über die Notwendigkeit der Vereinfachung der Algorithmen für das rechnergestützte Entwerfen von Fertigungsverfahren.

Sur la nécessité de simplifier les algorithmes de projection assistée par l'ordinateur des processus technologiques.

SAAL, C., PESTEANU, O., PRATU, A. Reglarea vitezei motoarelor asinorone liniare prin alimentare periodică de la reţea..... 147

Speed control of the linear asynchronous motor by periodical electric power-supply network.

Geschwindigkeitsregelung asynchroner Linearmotoren durch periodische Netzeinspeisung.

La régulation de la vitesse des moteurs asynchrones linéaires par alimentation secteur périodique.

DAJ-FLETAN, I. Stabilirea unui procedeu de calcul de optimizare, obţinută prin aplicarea metodei programării dinamice Bellman-aspectul continuu..... 153

Establishment of a mode of optimizing calculation, obtained by the application of the Bellman's method of dynamic programming.

Festsetzung eines Verfahrens der Optimierungsrechnung mit Anwendung der Bellman'schen dynamischen Programmierung - kontinuierlicher Aspekt.

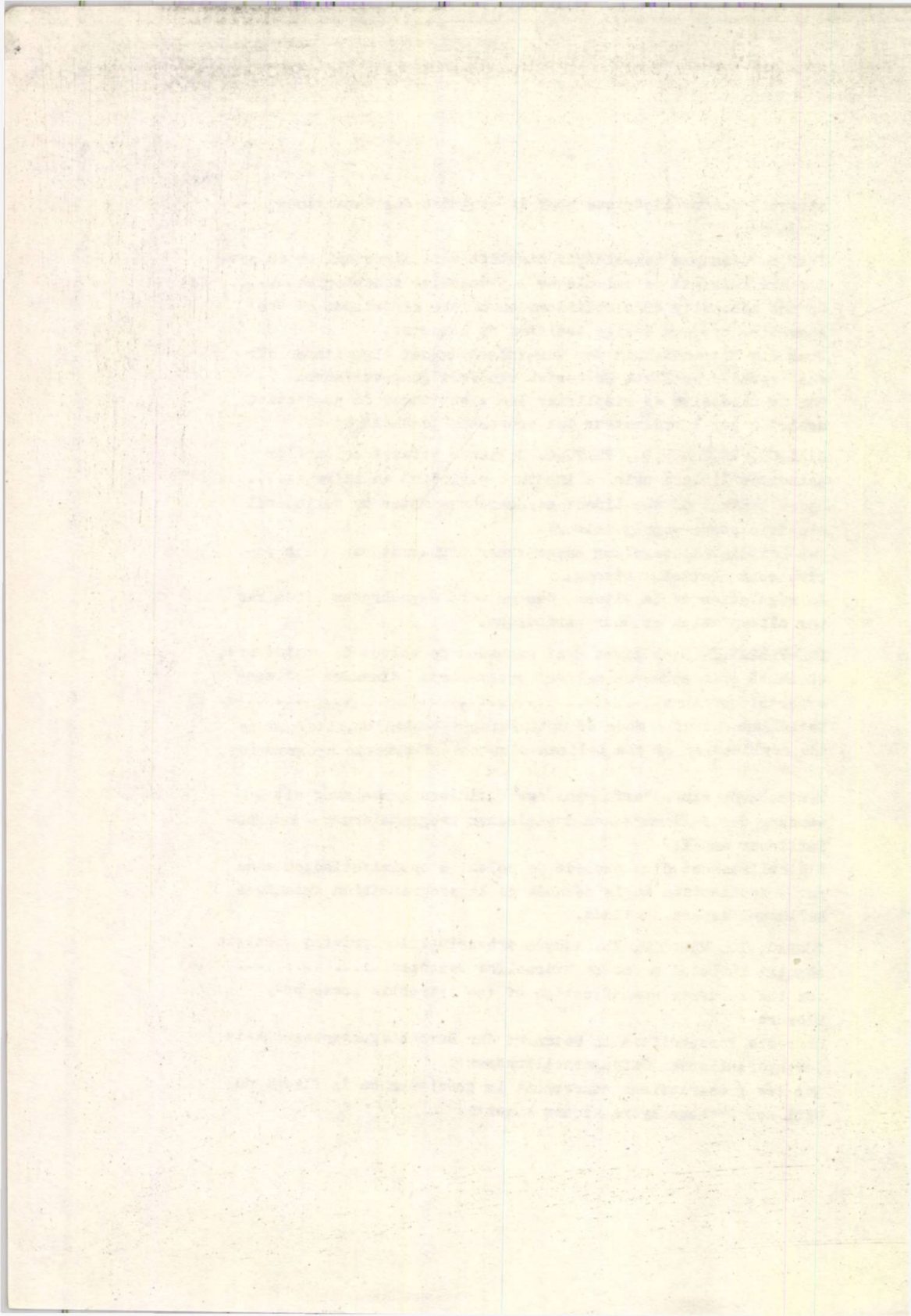
L'établissement d'un procédé de calcul d'optimisation, obtenue par l'application de la méthode de la programmation dynamique Bellman-l'aspect continuu.

TUREAC, I., MARASCU, VL. Asupra prescripţiilor privind precizia săgeţii batiului preselor hidraulice deschise..... 163

On the accurate specification of the hydraulic press body flexure

Über die Vorschriften in Betracht der Durchbiegungsgenauigkeit der hydraulischen Offengestellpressen

Sur les prescriptions concernant la précision de la flèche du bâti des presses hydrauliques ouvertes



ELASTODYNAMISCHE ANALYSE DER MECHANISCHEN SYSTEME DURCH DIE METHODE DER FINITEN ELEMENTE

Ing. Sorin Vlase, Lektor, Universität Brasov.

Wir nehmen ein System von linearelastischen Körpern, die sich in mechanischer Wechselwirkung befinden, die eine Bewegung ausführen die von der Art der Wechselwirkung mit dem Äusseren des Systems und von den Verbindungen bestimmt wird.

Jedweder Punkt von einem der Körper wird eine Bewegung, die sowohl von der Gesamtbewegung des Systems als auch von den elastischen Eigenschaften der Körper bestimmt wird.

Im Falle kleiner elastischen Verschiebungen müssen wir unbedingt annehmen, dass wir die zwei Bewegungen nach einem Richtungssinn zerlegen können; also wir nehmen an, dass die Gesamtbewegung, vom Typ der starren Körper, des Systems nicht beeinflusst von der Elastizität der Körper, die das System bilden (Andererseits hängen die Deformationen der Körper von der Gesamtbewegung des Systems ab.). Durch Bestimmen in dieser Hypothese der Geschwindigkeits und des Beschleunigungsfeld für jeden Punkt, kann man seine Bewegung studieren, wenn man aber die elastischen Eigenschaften in Betracht zieht. Diese Behandlungsart wird in der vorliegenden Arbeit verfolgt. Für das Studium der Deformationen der Körper wird die Methode der Finiten Elemente angewendet und das Problem wird im allgemeinen Fall (im Raum) behandelt.

Bisjetzt hat man Mechanismen mit Stangen [1],[2],[3],[4],[5] oder mit ebenen endlichen Elementen [6] studiert. Die Diskretisierung in Finiten Elemente geschieht in diesem Fall augenblicklich, aber auf für diese einfachen Fälle erhält man die Bewegungsgleichung schwer.

Die Arbeit ermittelt das elastodynamische Studium der Körper im allgemeinen Fall und das Erhalten der Bewegungsgleichung für das System der Finiten Elemente, in dem die diskretisierung stattfindet.

Die Methode des Präsentierens der Matrizen erlaubt in guten Massen das Ausweichen vor Schwierigkeiten, die an die Komplexität der Berechnungen gebunden sind. Die erhaltenen Resultate sind anwendbar an jedwede Art von Mechanismen, wenn adäquate Finite Elemente verwendet werden. Im speziellen erhält man Resultate aus den angegebenen Arbeiten.

Wir setzen voraus, dass das Problem der Dynamik für das System gelöst ist, also dass die lineare Beschleunigung und die Winkelbeschleunigung eines jeden Punktes der Körper, aus denen das System gebildet ist, bekannt sind. Die Hypothese, in welcher dieses Problem gelöst wird, ist jene der starren Körper.

In bezug auf das lokalisierte Koordinatensystem $Oxyz$ (Abb. 1) führt das räumliche Finite Element eine Bewegung vom Typ eines starren Körpers aus. Das lokalisierte Bezugssystem hat den Ursprung $O(X, Y, Z)$. Wir bezeichnen mit $(\dot{X}, \dot{Y}, \dot{Z})$ und $(\ddot{X}, \ddot{Y}, \ddot{Z})$ die Geschwindigkeit beziehungsweise die Beschleunigung des Ursprungs des lokalisierten Systems in bezug zum Gesamtsystem.

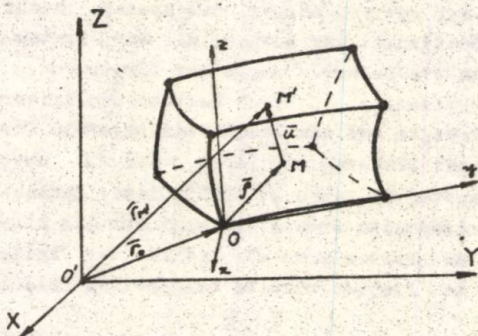


Abb. 1

Der Übergang des Lagevektors $\vec{r}$ des Punktes M vom lokalisierten System $Oxyz$ zum Gesamtsystem $OXYZ$ erfolgt mit Hilfe der Drehmatrix $[R]$. Wenn der Punkt M eine Verlagerung $\vec{u}$ erleidet, und dabei zum Punkt M' wird, haben wir:

$$\{\vec{r}\} = \{\vec{r}_0\} + [R]\{\vec{r}\}. \quad (1)$$

Das Feld der kontinuierlichen Verlagerungen $\vec{u}(x, y, z)$, kann in MBF in Funktion von den Knotenverlagerungen $\{\vec{r}\}$ ausgedrückt werden, durch folgende Beziehung:

$$\{u\} = [N(x, y, z)] \{\delta(k)\} = [N] \{\delta\}, \quad (2)$$

wo die Elemente der Matrix N von der Art des gewählten Elementes abhängen.

Im allgemeinen Fall kann in der Beziehung (2) an Stelle der Knotenverlagerung $\{\delta\}$ auch die Ableitung erster und zweiter Ordnung erscheinen. Das Vorhandensein einer dieser Komponenten ist von der Art des gewählten Finiten Elementes bedingt.

Zum Beispiel für ein Finites Element, eine Stange in der Ebene, an Stelle des Vektors $\{\delta\} = [u \ v]^T$ wo u und v die Verlagerungen nach zwei zum Stangenende senkrechte Richtungen sind setzt man den Vektor $[u \ v \ \varphi]^T$ ein, wo $\varphi = \frac{\partial v}{\partial x}$.

Wir berechnen die Geschwindigkeit des Punktes M' :

$$\begin{aligned} \{\dot{v}_M\} &= \{\dot{r}_0\} + [\dot{R}]\{\rho\} + [\dot{R}]\{u\} + [R]\{\dot{u}\} = \\ &= \{\dot{r}_0\} + [\dot{R}]\{\rho\} + [\dot{R}][N]\{\delta\} + [R][N]\{\dot{\delta}\}. \end{aligned} \quad (3)$$

Der Teil der Gleichung von Lagrange, der der kinetischen Energie zukommt, ist:

$$\frac{d}{dt} \left(\left\{ \frac{\partial E_c}{\partial \dot{\delta}} \right\} \right) - \left\{ \frac{\partial E_c}{\partial \delta} \right\},$$

wo die kinetische Energie folgenden Ausdruck hat:

$$E_c = \frac{1}{2} \int \rho \dot{v}_M^2 dV = \frac{1}{2} \int \rho \{\dot{v}_M\}^T \{\dot{v}_M\} dV. \quad (4)$$

Wenn wir in Betracht ziehen, dass:

$$[\tilde{\omega}] = [\dot{R}][R]^T$$

den Operator Winkelgeschwindigkeit darstellt, und:

$$[\tilde{E}] = [\ddot{R}][R]^T + [\dot{R}][\dot{R}]^T$$

den Operator Winkelbeschleunigung, erhalten wir aus $[R][R]^T = [I]$, durch die folgenden Ableitungen:

$$\begin{aligned} [\ddot{R}][R]^T &= [\tilde{E}] - [\dot{R}][\dot{R}]^T = [\tilde{E}] - [\dot{R}][R]^T[R][\dot{R}]^T \\ &= [\tilde{E}] + [R][\dot{R}]^T[R][\dot{R}]^T = [\tilde{E}] + [\tilde{\omega}][\tilde{\omega}], \end{aligned}$$

wo:

$$[\tilde{\omega}][\tilde{\omega}] = \begin{bmatrix} \omega_y^2 + \omega_z^2 & -\omega_x \omega_y & -\omega_x \omega_z \\ & \omega_z^2 + \omega_x^2 & -\omega_y \omega_z \\ \text{sym.} & & \omega_x^2 + \omega_y^2 \end{bmatrix}.$$

Wenn wir die geschriebenen Beziehungen in Betracht ziehen und die Berechnungen durchführen, erhalten wir die Bewegungsgleichung für das angenommene Finite Element:

$$\begin{aligned} & ([M_H] + [M_{21}] + [M_{31}]) \{\ddot{s}\} + 2 [\omega_x (M_{32} - M_{23}) + \omega_y (M_{13} - M_{31}) + \omega_z (M_{12} - M_{21})] \{\dot{s}\} \\ & + [\varepsilon_x (M_{22} - M_{23}) + \varepsilon_y (M_{13} - M_{31}) + \varepsilon_z (M_{21} - M_{12}) + M_{11} (\omega_y^2 + \omega_z^2) + M_{22} (\omega_x^2 + \omega_z^2) \\ & + M_{33} (\omega_x^2 + \omega_y^2) - \omega_x \omega_y (M_{12} + M_{21}) - \omega_y \omega_z (M_{23} + M_{32}) - \omega_z \omega_x (M_{13} + M_{31})] \{s\} \\ & + [C] \{\dot{s}\} + [K] \{s\} = \{Q\} - [N]^T [R] \{\ddot{r}_0\} - [\varepsilon_x (M_{33} - M_{23}) + \\ & + \varepsilon_y (M_{13} - M_{31}) + \varepsilon_z (M_{23} - M_{12}) + (\omega_y^2 + \omega_z^2) M_{11} + (\omega_x^2 + \omega_z^2) M_{22} + \\ & + (\omega_x^2 + \omega_y^2) M_{33} - \omega_x \omega_y (M_{23} + M_{12}) - \omega_y \omega_z (M_{13} + M_{22}) - \omega_z \omega_x (M_{13} + M_{22})] \quad (5) \end{aligned}$$

wo wir hinzu noch die Steifigkeitsmatrix $[K]$ und den Vektor der Knotenkräfte $\{Q\}$ einführen.

Wenn wir folgendermassen bezeichnen:

$$\begin{aligned} [M] &= [M_H] + [M_{22}] + [M_{33}] ; \quad [C(\omega)] = 2 [N]^T [\tilde{\omega}] [N] \rho dV ; \\ [K(\varepsilon)] &= [N]^T [\tilde{\varepsilon}] [N] \rho dV ; \quad [K(\omega)] = [N]^T [\tilde{\omega}] [\tilde{\omega}] [N] \rho dV ; \\ [Q_{(e)}] &= [N]^T [\tilde{\varepsilon}] \{P\} \rho dV ; \quad \{Q_{(w)}\} = [N]^T [\tilde{\omega}] [\tilde{\omega}] \{P\} \rho dV , \end{aligned}$$

erhalten wir die Bewegungsgleichung:

$$\begin{aligned} & [M] \{\ddot{s}\} + ([C] + [C(\omega)]) \{\dot{s}\} + ([K] + \\ & + [K(\varepsilon)] + [K(\omega)]) \{s\} = \{Q\} - \{Q_{(e)}\} - \{Q_{(w)}\} - \\ & - [N]^T [R] \{\ddot{r}_0\} \quad (6) \end{aligned}$$

oder schliesslich:

$$[M^*] \{\ddot{s}\} + [C^*] \{\dot{s}\} + [K^*] \{s\} = \{Q^*\} ,$$

wo die Bezeichnungen evident sind:

Wir unterstreichen, dass zum Unterschied der Gleichungen welche Vibrationen eines Systemes, "fix in seiner Gesamtheit" beschreiben, die Beziehungen (5) Nachteile einer Nichtlinearität, die durch:

- das zeitveränderliche Feld der Geschwindigkeiten und der Beschleunigungen;

- die Beziehung zum Gesamtsystem einiger veränderlichen Konfigurationen bedingt werden.

Literatur

- [1] Bagci, C. Elastodynamic response of mechanical systems using matrix exponential, mode uncoupling and incremental forcing techniques with finite element method. Proceedings of sixth World Congress on Theory of Machine and Mechanism, India, 1983, P. 472.
- [2] Bahgat, B., M., Willmert, K., D. Finite Element Vibrational Analysis of Planar Mechanisms. Mechanism and Machine Theory, 1976, vol. 11, p. 47.
- [3] Cleghorn, W., L., Fenton, R., G., Tabarrok, B. Finite Element Analysis of High-Speed Flexible Mechanism. Mechanism and Machine Theory, vol. 16, No. 4, p. 407, 1981.
- [4] Midha, A., Erdam, R., G., Frohrib, D., A. Finite Element Approach to Mathematical Modeling of High Speed Elastic Linkage. Mechanism and Machine Theory, vol. 13, p. 603, 1978.
- [5] Nath, P., K., Ghosh, A. Kineto-Elastodynamic Analysis of Mechanism by Finite Element Method. Mechanism and Machine Theory vol. 15, 1980, p. 179.
- [6] Pandrea, N., Nicolasescu, N. Analiza cinetostatică a mecanismelor plane cu cuple superioare prin metoda elementelor finite. Simpozion Mecanisme si Transmisii Mecanice, Timișoara, oct., 1980, p. 255.
- [7] Pelecui, C., Pandrea, N. Analiza cinetoelastodinamică a diadei 3R prin metoda elementelor finite. Sesiune științifică, Inst. Politehnic Timișoara (în Buletin), 1980.
- [8] Vlase, S. Ecuațiile de mișcare pentru element finit plan. Obținerea ecuațiilor. Lucrările simpozionului Prasic, noiembrie 1982, Brașov, vol. I, p. 183.
- [9] Vlase, S. Asupra ecuației de mișcare a mecanismelor în metoda elementului finit. Lucrările simpozionului Prasic, noiembrie, 1982, Brașov, vol. I, p. 189.

VLASE, S.

ANALIZA ELASTODINAMICA A SISTEMELOR MECANICE
CU LEGATURI PRIN METODA ELEMENTELOR FINITE

Rezumat

Lucrarea abordează pentru prima dată studiul unui element finit spațial pentru analiza elastodinamică a sistemelor mecanice cu legături. Problema este tratată în cazul general, preconizându-se a fi aplicată la studiul mecanismelor spațiale.

Până în momentul de față lucrările în acest domeniu au abordat doar elemente de tip bară.

Ecuatiile care se obțin sînt neliniare, neliniaritatea fiind generată de:

- cîmpul de viteze și accelerații variabil în timp;
 - reportarea la sistemul global a unor configurații în schimbare.
- Este utilizată consecvent tratarea matricială care ușurează mult obținerea rezultatelor finale, depășindu-se astfel dificultățile de calcul.

ELASTODYNAMISCHE ANALYSE DER MECHANISCHEN
SYSTEME DURCH DIE METHODE DER FINITEN ELEMENTE

Zusammenfassung

Diese Arbeit behandelt zum ersten Mal das Studium eines räumlichen Finiten Elementes für die elastodynamische Analyse der mechanischen Systeme mit Verbindungen. Das Problem wird im allgemeinen Fall behandelt. Voraussetzend kann man es beim Studium räumlicher Mechanismen verwenden.

Bis jetzt haben Arbeiten in diesem Bereich nur Elemente von Typ Stange behandelt.

Die erhaltenen Gleichungen sind nicht linear. Die Nichtlinearität wird von folgenden Faktoren hervorgerufen:

- das zeitveränderliche Feld der Geschwindigkeiten und der Beschleunigungen;
- die Beziehung zum Gesamtsystem einiger veränderlichen Konfigurationen.

VIBRATION OF THE VARIABLE THICKNESS CIRCULAR PLATES

Dr.Sc.(Eng) Grigore Gogu, Lecturer, University of Braşov;
Dr.Sc.(Eng) Mircea Gh.Munteanu, Lecturer, University of Braşov;
Eng. Emil Cosma, Researcher, University of Braşov.

1.Introduction

In the papers [1] and [2] was presented an original calculation method, based on a specialized semi-analytical finite element, used in the vibration study of the centrally clamped circular plates having constant or stepped thickness. In this paper is presented the possibility of using the same finite element in free vibration study of continuous variable thickness plates, with inner boundary built-in and the outer one free. Are calculated the natural frequencies for the eigenmodes with nodal circles and nodal diameters. The values for the eigenmodes with nodal diameters and zero nodal circle are compared with those obtained by Rayleigh-Ritz method [3].

2.Determination of the natural frequencies by the Rayleigh-Ritz method

In polar coordinates, the differential equation for the axisymmetric disk is:

$$\rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \frac{1}{h} \nabla^2 (D \nabla^2 w) = 0, \quad (1)$$

where: ∇^2 is the Laplacian operator, w -the transverse displacement, ρ -the mass density, $h=h(r)$ -the disk thickness, r -the disk radial coordinate, θ -the disk angular coordinate, $D=Eh^3/12(1-\nu^2)$ -the bending modulus of rigidity, E -the longitudinal modulus of elasticity, ν -the Poisson's ratio and t -the time.

The geometric displacement boundary conditions at the clamping radius, $r=r_0$, are:

$$w = 0,$$

$$\frac{\partial w}{\partial r} = 0 \quad (2)$$

and the loading boundary conditions on the free edge, $r=r_0$, are:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \nu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial r} (D \nabla^2 w) + \frac{1-\nu}{r^2} D \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \left(\frac{\partial w}{\partial r} - \frac{w}{r} \right) = 0.$$

It is known from the theoretical mechanics [4], that in a conservative mechanical system the kinetic energy, E_c , and the potential energy, E_p , satisfy the relation given by the Hamilton's principles:

$$\delta H = \delta \int_{t_1}^{t_2} (E_c - E_p) dt = 0, \quad (4)$$

where $E_c - E_p$ is the Lagrangian.

For the circular vibrating plate, the kinetic and potential energy are:

$$E_c = \frac{\rho h}{2} \int_0^{2\pi} \int_{r_0}^{r_2} \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 r dr d\theta, \quad (5)$$

$$E_p = \frac{D}{2} \int_0^{2\pi} \int_{r_0}^{r_2} \left\{ (\nabla^2 w)^2 - 2(1-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) + \right. \\ \left. + 2(1-\nu) \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right) \right]^2 \right\} r dr d\theta. \quad (6)$$

We consider the solutions of the equation (1) of the form:

$$w(r, \theta, t) = Z(r, \theta) \cos \omega_{q1} t, \quad (7)$$

where ω_{q1} 's are the circular natural frequencies for the eigenmodes with q nodal diameters and 1 nodal circles (it is considered $l=0$).

Substituting the relations (5), (6) and (7) in the equation (4) we obtain:

$$\oint_0^{2\pi} \int_{r_0}^{r_e} \left[\rho h \omega_{q,l}^2 w^2 - \frac{D}{2} (\nabla^2 w)^2 + 2(1-\nu) \frac{D}{2} \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) - \right. \\ \left. - 2(1-\nu) \frac{D}{2} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right) \right]^2 \right] r dr d\theta = 0. \quad (8)$$

We consider the transverse vibration amplitude $Z(r, \theta)$ as a function of separable variables in r and

$$Z(r, \theta) = z(r) \cos q\theta, \quad (9)$$

where $z(r)$ is considered as the following series:

$$z(r) = \sum_{i=0}^{n/2} a_i r^i, \quad (10)$$

where $r = r - r_0$, and a_i 's are constants. Two of the a_i 's constants are obtained from the boundary conditions (2) and the remaining a_i 's are adjusted to minimize the Lagrangian.

So, results a homogeneous system of equation with the unknowns the constants $a_0, a_1, \dots, a_n, a_{n+1}, a_{n+2}$. From the compatibility condition of this system are obtained the circular natural frequencies:

$$\omega_{q,l} = k_{q,l} \frac{h_e}{2r_e^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (11)$$

where $h_e = h(r_e)$, is the plate thickness on the outer boundary.

The eigenvalues $k_{q,l}$, calculated with the exposed method, for a circular plate having the variable thickness of form:

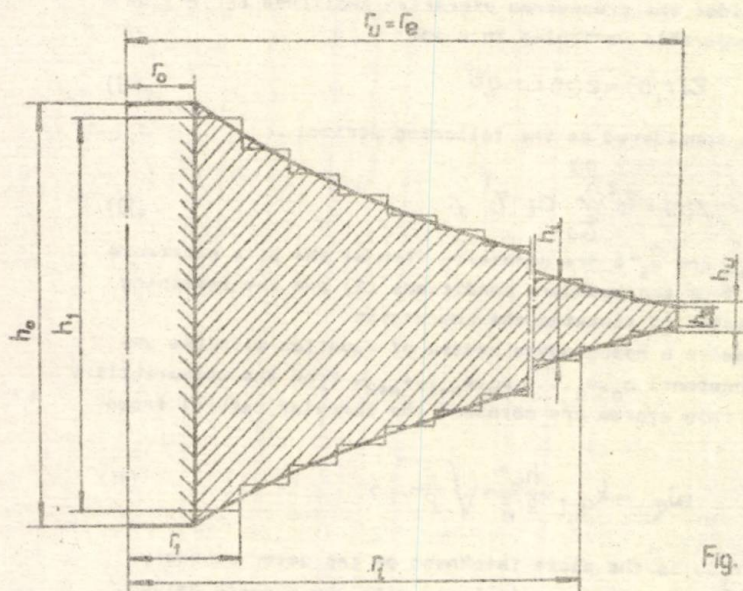
$$h(r) = h_e \left(\frac{r}{r_e} \right)^{-0.9}, \quad (12)$$

considering $n=3$, that is the first five members of the series (10), are given in the table 1.

3. The determination of the natural frequencies by the finite element method

The determination of the natural frequencies $\omega_{q,l}$ for the eigenmodes with nodal diameters and nodal circles, by the finite element method, using the specialized semi-analytical finite ele-

sent, presented in the paper [2], for the stepped circular plates, can be applied, with good results, in the case of the circular plates having continuous variable thickness. With end in view the continuous variable thickness circular plate is approximated by a stepped circular plate having u steps with the thickness $h_1, h_2, \dots, h_u$ (fig.1).



The approximation between the two kind of plates is better as the number of steps is greater, respective the number of finite elements, used to the idealization of the plate is greater; to every step corresponding a finite element.

The results presented in the table 1 were calculated by the computing program VIB-MEF-GVT written by the authors [2] in FORTRAN computing language on the FELIX C-256 computer, for a circular plate having $r_e = 20$ centimetres and the variable thickness given by the relation (12), in which $h_e = 0,3$ centimetres, using 20 finite elements to the idealisation.

We can see that the results obtained by the Rayleigh-Ritz method [3] and the finite elements method, using the specialized

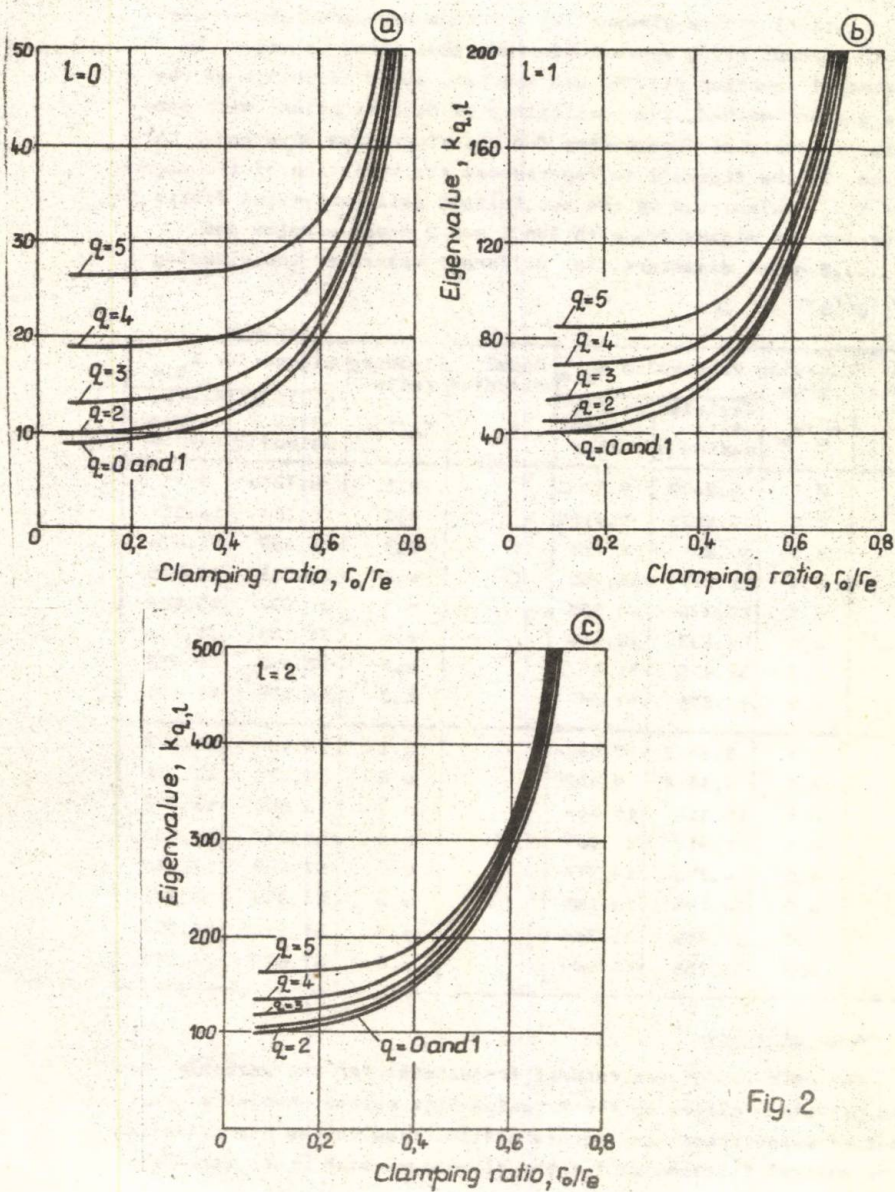


Fig. 2

semi-analytical finite element [2] are in a very good concordance; the both methods being approximate-numerical means to solve the differential equation (1). We can mention, as an advantage of the finite element method, the possibility of determination, with good results, the natural frequencies for the eigenmodes with nodal circles too. In the figure 2 is represented the variation of the eigenvalues $k_{q,1}$, calculated by the specialized semi-analytical finite element for the eigenmodes with $l=0,1$ and 2 nodal circles and $q=0,1,\dots,5$ nodal diameters, for different values of the clamping ratio r_o/r_e .

Table 1

Nodal diameter q	Clamping ratio r_o/r_e	Eigenvalue $k_{q,0}$		Nodal diameter q	Clamping ratio r_o/r_e	Eigenvalue $k_{q,0}$	
		Rayleigh-Ritz method [3]	Finite element method			Rayleigh-Ritz method [3]	Finite element method
0	0,1	9,2499	9,2303	2	0,1	9,7230	9,7113
	0,2	9,5135	9,5009		0,2	10,164	10,151
	0,3	10,265	10,253		0,3	11,089	11,076
	0,4	11,777	11,766		0,4	12,755	12,745
	0,5	14,576	14,565		0,5	15,699	15,684
	0,6	19,133	19,119		0,6	21,189	21,170
	0,7	31,416	31,397		0,7	32,858	32,833
	0,8	63,370	63,547		0,8	64,969	65,171
1	0,1	9,1027	9,0860	3	0,1	13,100	13,077
	0,2	9,4634	9,4526		0,2	13,275	13,271
	0,3	10,316	10,303		0,3	13,886	13,873
	0,4	11,917	11,907		0,4	15,247	15,233
	0,5	14,790	14,778		0,5	17,949	17,932
	0,6	20,194	20,181		0,6	23,289	23,271
	0,7	31,759	31,745		0,7	34,912	34,894
	0,8	63,765	63,949		0,8	67,025	67,310

4. Conclusions

The calculus of the natural frequencies for the variable thickness circular plates by the Rayleigh-Ritz method involve a great amount of computations and occurs difficulties to the determination of the natural frequencies for the eigenmodes with nodal circles.

To exceed these difficulties the authors elaborated an original computing method using a specialized semi-analytical finite element, presented in the paper [2], applicable to the circular plates with constant or stepped thickness, which can be apply, with good results, in the case of the circular plates with continuous variable thickness, as was presented in the present paper.

References

- [1] GOGU,GR. Contribuții la optimizarea tăierii lemnului cu pinze circulare (Contributions to the optimizing of cutting wood by the circular saws). Teză de doctorat (Doctorate Thesis), Universitatea din Brașov, 1983.
- [2] GOGU,GR.,MUNTEANU,GH.M. The Vibrations of the Stepped Circular Plates. In:Buletinul Universității din Brașov, Serie A,vol.XXV, 1983, p.1-8.
- [3] MOTE,C.D.Jr, Free Vibration of Initially Stressed Circular Disks In: Transactions of ASME, vol.87, Series B,2,1965, p.258-264.
- [4] VALCOVICI,V.,BALAN,ST.,VOINEA,R. Mecanica teoretică (Theoretical Mechanics),Ed.tehnică,1968.

GOGU, GR., MUNTEANU, GH. M., COSMA, E.

VIBRATIILE PLACILOR CIRCULARE DE GROSIME VARIABILA

Rezumat

In lucrare se prezintă calculul frecvențelor proprii ale plăcilor circulare de grosime variabilă continuu, prin metoda Rayleigh-Ritz și prin metoda elementelor finite, utilizând un element finit semianalitic specializat, conceput de autori. Metoda propusă de autori permite depășirea dificultăților întâmpinate prin aplicarea metodei Rayleigh-Ritz la determinarea frecvențelor proprii pentru modurile cu cercuri nodale.

VIBRATION OF THE VARIABLE THICKNESS CIRCULAR PLATES

Abstract

In this paper is presented the natural frequencies calculation of circular plates having continuous variable thickness by the Rayleigh-Ritz method and the finite elements method using an original specialized semi-analytical finite element. The proposed method allows to exceed the difficulties involved by the Rayleigh-Ritz method, for the determination of the natural frequencies for the eigenmodes with nodal circles.

ÜBER DEN EINFLUSS VON ANGEBRACHTEN RIPPEN AUF KREISPLATTEN

Ing. Vasile Ciofleaia, Oberassistent
an der Universität Bragov.

1. Einleitung

Die Kreisplatten mit radialen Rippen verstärkt, in die Kategorie der gerippten Schalen eingegliedert, haben eine sehr weite Verbreitung und Vielfältigkeit, wie: Kreisplatten für Fundamente, Deckel für Niederdruckbehälter, Flanschen, Planscheiben u.a. Sie sind als Notwendigkeit einiger leichten Konstruktionen entstanden, dafür aber widerstandsfähig, steif und stabil.

Die Berechnungsmethoden dieser Strukturen sind in den Arbeiten [3, 4, 9] vorgestellt. Einige Gesichtspunkte in Bezug auf das Studium des Gewichtes der runden verstärkten mit strahlenförmigen Rippen versehenen Platten sind in der Arbeit [6] geboten.

Diese Arbeit stellt eine ungefähre Lösung zum Berechnen der runden mit strahlenförmigen Rippen versehenen Platten dar und die Möglichkeit der Verringerung ihres Gewichtes durch entsprechendes Dimensionieren der Rippen.

2. Analyse der Spannungszustände

Betrachtet sei eine Kreisplatte mit dem Radius R und der Dicke h am Rande eingespannt, verstärkt mit n strahlenförmigen

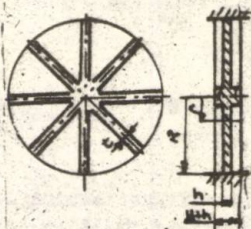


Bild 1

Rippen mit rechtwinkligen Querschnitten, der Höhe H und Breite t . Die Rippen sind aus demselben Material und symmetrisch zur mittleren Oberfläche der Platte angeordnet (Bild 1). Die Platte ist axial symmetrisch mit einer gleichmäßig verteilten Kraft p belastet. Es ist anzunehmen dass

die runde mit Rippen versehene Platte kleine Verformungen im Vergleich zur Dicke aufweist und in den Rippen keintangentialen Spannungen auftauchen. Zum Studium der Spannungszustände wird die Theorie der Gleichwertigkeit [1, 7] verwendet, welche zum Untersuchen das Ersetzen der verstärkten runden mit strahlenförmigen Rippen versehenen Platten mit einer Kreisplatte mit konstanter Dicke h_0 und einem Radius R zulässt, was eine Erleichterung beim Berechnen darstellt. In der Annahme der Hypothese für eine am Rand eingespannte Kreisplatte geht aus dem Verschiebungsfeld [5, 7]

$$w = w_{\max} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right)^2, \quad (1)$$

gültig auch dem Verformungszustand der Rippen, folgendes hervor:
- die Verformungsenergie der gleichwertigen Kreisplatte [2, 8]

$$U_0 = \frac{D_0}{2} \int_0^R \int_0^{2\pi} \left[\left(\frac{d^2 w}{dr^2} \right)^2 + \frac{1}{r^2} \left(\frac{dw}{dr} \right)^2 + \frac{2}{r} \frac{dw}{dr} \frac{d^2 w}{dr^2} \right] r dr d\theta =$$

$$= \frac{32\pi}{3} \frac{w_{\max}^2}{R^2} D_0, \quad (2)$$

wo $D_0 = Eh_0^3/12(1 - \nu_0^2)$ das zylindrische Festigkeitsmodul ist;
- die Verformungsenergie der runden mit Rippen versteiften Platte

$$U = \frac{D}{2} \int_0^R \int_0^{2\pi} \left[\left(\frac{d^2 w}{dr^2} \right)^2 + \frac{1}{r^2} \left(\frac{dw}{dr} \right)^2 + \frac{2}{r} \frac{dw}{dr} \frac{d^2 w}{dr^2} \right] r dr d\theta +$$

$$+ \frac{n}{2} EI \int_0^R \left(\frac{d^2 w}{dr^2} \right)^2 dr = \left(\frac{32\pi}{3} \frac{D}{R^2} + 6,4 \frac{EI}{R^3} \right) w_{\max}^2, \quad (3)$$

wo $EI = Et [(H + h)^3 - h^3]/12$ das Steifigkeitsmodul der Rippen und $D = Eh^3/12(1 - \nu^2)$ das zylindrische Steifigkeitsmodul ist. Aus der Gleichheit der Beziehungen (2) und (3)

wenn die Poisson Koeffizienten gleich sind, ergibt sich

$$D_0 = D + \frac{0,6}{\lambda} \frac{EI}{h} \quad (4)$$

oder

$$h_0 = h \sqrt[3]{1 + 1,092 \frac{\beta}{\lambda} [(r+1)^3 - 1]} \quad (5)$$

wo mit $\beta = t/2 \lambda R$ und $\gamma = H/h$ bezeichnet ist.

Den Spannungs- und Verformungszustand für eine Kreisplatte mit gleicher Dicke, gleichverteilter Last beansprucht, bestimmt man mit den in den Arbeiten [2, 5, 8] festgelegten Gleichungen.

In diesem Falle berechnet man die Höchstspannung beziehungsweise die Höchstverschiebung mit

$$\sigma_{\max}^0 = k_0^0 \frac{p h_0^2}{R^2}, \quad w_{\max}^0 = k_1^0 \frac{p R^4}{D_0} \quad (6)$$

wo die Konstanten k_0^0 und k_1^0 die Werte 0,75 beziehungsweise 0,171 für die am Rand eingespannte Kreisplatte, haben.

3. Der Einfluss der angebrachten Rippen auf Kreisplatten

Es wird festgestellt dass die Beziehungen (6) die höchste Spannung und Durchbiegung sowohl in der runden äquivalenten Platte, sowie in der mit Rippen versehenen Kreisplatte ergeben; es wird also die Bedingung der gleichen Festigkeit und Steifigkeit erfüllt. In diesem Falle besteht die Frage; welches ist die effizienteste von den beiden Platten und unter welcher Bedingung? Da man die Abmessungen der äquivalenten Platte nicht verändern kann bleibt zum Studium die mit Rippen versehene Kreisplatte. Damit die mit Rippen versehene Kreisplatte leichter ist, muss ihr Rauminhalt kleiner sein als der der äquivalenten Platte. Es sei der Rauminhalt der mit Rippen versehene Kreisplatte

$$V = \lambda R^2 h + n t H R = \lambda R^3 \alpha (1 + 2n \beta \gamma) \quad (7)$$

wo, $\alpha = h/R$, und der Rauminhalt der äquivalenten Platte

$$V_0 = \lambda R^2 h_0 = \lambda R^3 \alpha_0 \quad (8)$$

und $\alpha_0 = h_0/R$ ist.

Es geht hervor dass das Verhältnis beider Platten V/V_0 , kleiner sein muss als die Einheit.

Auf Grund der Beziehung (7) und (8) erhält man

$$\frac{V}{V_0} = \frac{1 + 2n\beta\delta}{\sqrt[3]{1 + 1,092n\beta[(\delta+1)^3 - 1]}} \quad (9)$$

Wenn man $\delta = R/h = \text{konstant}$ nimmt, so ist die graphische Darstellung der Funktion (9) im Verhältnis zu $n\beta$ in Bild 2a dargestellt.

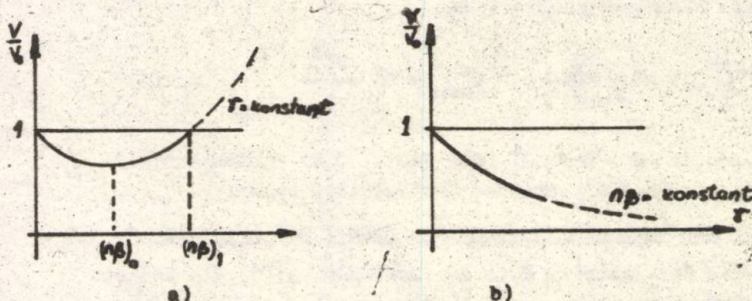


Bild 2

Der Optimalwert der Beziehung (9) wenn $\delta = \text{konstant}$ ist, erhält man für $(n\beta)_0$ aus der Beziehung

$$(n\beta)_0 = \frac{1,092 [(\delta+1)^3 - 1] - 6\delta}{4,368 (\delta+1)^3 - 1} \quad (10)$$

Wenn man β annimmt, so erhält man aus der Beziehung (10) die optimale Anzahl der Rippen; durch die Bestimmung der Rippenanzahl erhält man die Breite (t). Es wird vermerkt dass die Beziehung (9) nicht ein absolutes Extrem hat, es verändert sich in Abhängigkeit des Wertes δ welcher angenommen wird; für $(n\beta) \in [0, (n\beta)_1]$ ist die mit radialen Rippen versehene Kreisplatte leichter, wo man $(n\beta)_1$ durch Lösung der Gleichung $V/V_0 = 1$ erhält. In Bild 2b ist die graphische Darstellung der Beziehung (9) im Verhältnis zu δ gegeben wenn $n\beta$ angenommen ist. Im Falle einer Kreisplatte mit dem Radius

$R = 125 \text{ mm}$, $H = 16 \text{ mm}$, $h = 4 \text{ mm}$, ergibt $\gamma = 4$ und $(n\beta)_0 = 0,0209$. Im Falle der Annahme von $t = 4 \text{ mm}$, erfolgt $n = 4$, so erhält man $V = 228,250 \text{ mm}^3$ und $V_0 = 306,250 \text{ mm}^3$.

4. Schrifttum

- [1] AVRAM, C. u.a. Structuri din beten armat. Metoda elementelor finite. Teoria echivalentelor. Editura Academiei Republicii Socialiste România, București, 1984.
- [2] BIA, C. u.a. Rezistența materialelor și teoria elasticității. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
- [3] BIRGHER, A.I. Krugle plastinesti oboleciki vragcenia, Oberenghiz, Moskva, 1961.
- [4] CIRIN, N.I., SOROKIN, K.S. Raschet deformatii plangeib karusilnfh stankev s krugovimi gidrostaticiskimi napravliaiscim, Vestnik masinostreienie, Nr.1, 1977, p.29-33.
- [5] DEUTSCH, I. Rezistența materialelor. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1976.
- [6] GORSKII, G.V. Issledovanie vesa kruglfn plastin podkreplennfn rebrami jestkesti. Raschet na procinesti, Nr.8 Magghiz, Moskva, 1962.
- [7] JONES, M.R., KLEIN, S. Equivalence between Single-Layered and certain Multilayered Shells. AIAA Journal, vol.6, nr.12, 1966, p.2295-2300.
- [8] TIMOSHENKO, P.S., WOINOWSKY-KRIEGER, S. Teoria plăcilor plane și curbe, Editura Tehnică, București, 1968.
- [9] WAINBERG, D.V., VAINBERG, E.D. Raschet plastin. Budivelnik, Kiev, 1970.

GIOFCAIA, V.

ASUPRA INFLUENTEI NERVURILOR APLICATE PE
PLACI CIRCULARE

Rezumat

In lucrare se prezintă o relație aproximativă pentru calcularea plăcilor circulare întărite cu nervuri radiale.

Se demonstrează posibilitatea micșorării greutateii lor în cazul realizării condiției de egală rezistență a celor două plăci.

“ ÜBER DEN EINFLUSS VON ANGEBRACHTEN RIPPEN
AUF KREISPLATTEN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird eine Näherungslösung zur Berechnung der mit radialen Rippen verstärkten Kreisplatten dargeboten.

Es wird die Möglichkeit der Verringerung im Falle der Ausführung der Bedingung gleicher Festigkeit der beiden Platten geboten.

STRESSES PRODUCED IN CIRCULAR SAWS BY FORCES STATICALLY
APPLIED ON THE DIRECTIONS OF CUTTING FORCE COMPONENTS

Dr.Sc.(Eng) Gr.Gogu, Lecturer, University of Braşov.

The cutting forces produce stresses in the tooth and in the body of circular saws. The methods, presented in the technical literature, for the calculation of stresses produced in the body of circular saw by the two components of cutting force, radial and tangential force, are based on the Airy's stress function [1]. So, it arrives to the calculation of a circular disk loaded by a concentrated static force on the periphery, problem known by the elastic theory [1]. The boundary conditions used to solve this problem by G.S.Gurkin [2] don't take into consideration the central clamping. J.F. Carlin et al. [3] take into consideration the central clamping but present only the stresses produced by the radial component of the cutting force. Considering the circular saw as a circular disk these papers can't establish the effect of teeth on the stresses produced in the circular saw body by the cutting force components.

The analytical calculation of stresses in teeth, carried out on structures simplified geometrically and mechanically, does not allow to give emphasis to the effect of the tooth parameters on the stress distribution. The development of numerical methods to solve the equations of the elastic theory, by electronic computers, allows to exceed the difficulties of the analytical calculation. The finite element method is a such numerical method.

Afterwards are presented the results obtained by the author [4] in the study of stresses produced in the teeth and in the circular saw body by forces statically applied on the directions of cutting force components, using the finite element method - SAP IV program [5,6].

It was studied the front rake γ influence on the concentration of stresses to the tooth base. The calculus was made conside-

ring three consecutive teeth of a plane circular saw, having external diameter $d_g=320$ mm, thickness $h=2$ mm, $z=48$, teeth of kind II (STAS 1071/2-80), clamping ratio $d_g/d_g=0.75$. The structures according to the three values of the front rake ($\gamma^*=15^\circ, 25^\circ, 35^\circ$) considered in study, are idealized in 228 finite elements, interconnected by 268 nodes. So, results the structure typologies presented in the figure 1. For the calculation of stresses resulted a set of 480 equations, with 104 band width. The stress distribution on the tooth contour, loaded by forces applied on radial and tangential direction is represented in figure 2. We can see that the stresses decrease with the decrease of front rake. So, for $\gamma^*=35^\circ$, the stresses produced to the basis of tooth by the radial force are twice larger than the stresses produced by the same force in the case of $\gamma^*=15^\circ$. For $\gamma^*=15^\circ$ the stresses produced to the base of tooth by the forces $F_t=F_r$ are minimum and approximately equal in modulus.

The concentration of stress to the tooth base can produce fissures in the case of unreasonable conditions of operation or in the case of some very large random forces produced because the inhomogeneous wood structure. The probability of this fissure appearance is larger in the case of large front rake.

To determine the stresses produced in the saw body it was considered that the state of stresses results by summing up the stresses produced by forces which load every teeth which cut simultaneously. In figure 3 is presented, as an example, the variation of radial, hoop and tangential stresses produced on the saw radius, in the section AB by every force which load the considered three teeth ($F^I, F^{II}, \dots, F^{VI}$). This forces are considered of 10 N, and the front rake $\gamma^*=15^\circ$. The largest stresses are produced by the forces acting on the feeds direction in the median tooth (F^{IV}) and before it (F^{VI}). The values of these stresses have a marked decrease to the clamping radius, having in the saw body far less values than the stresses on the saw periphery, so as results from the figures 2 and 3. The influence of the front rake can be neglected. So, for the front rakes of 25° and 35° the values of stresses, in the saw body, vary with maximum ± 0.05 MPa, according to those corresponding to the front rake of 15° .

From the experimental data presented in the literature [2], and from the author's experimental data [4] result that the cutting

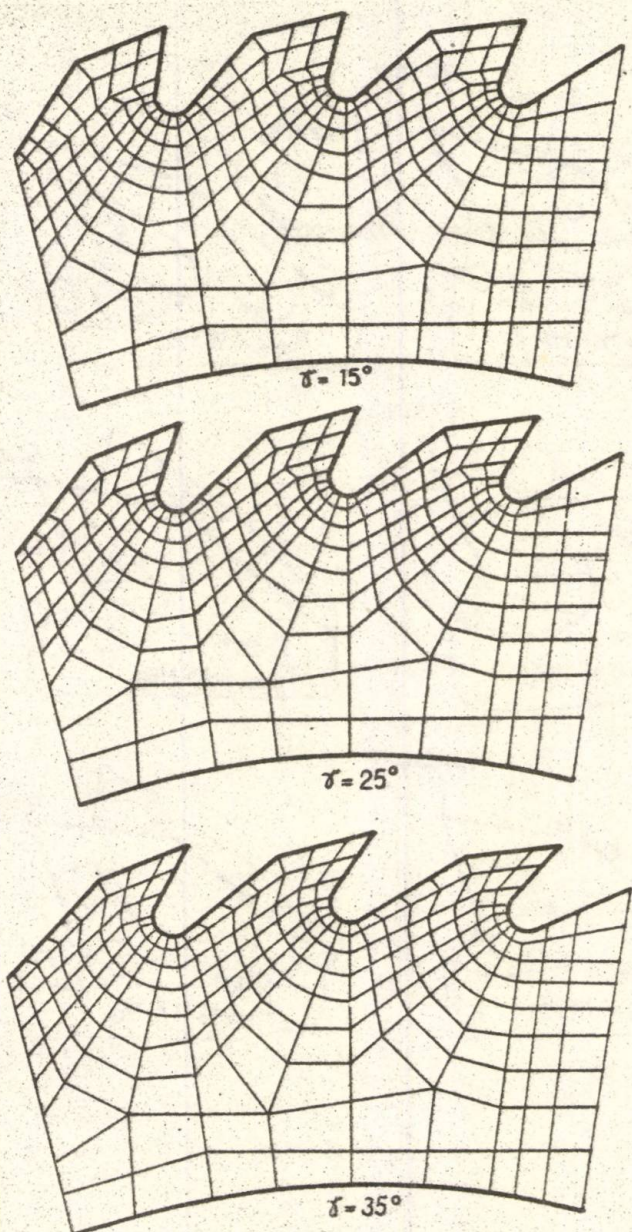


Fig.1

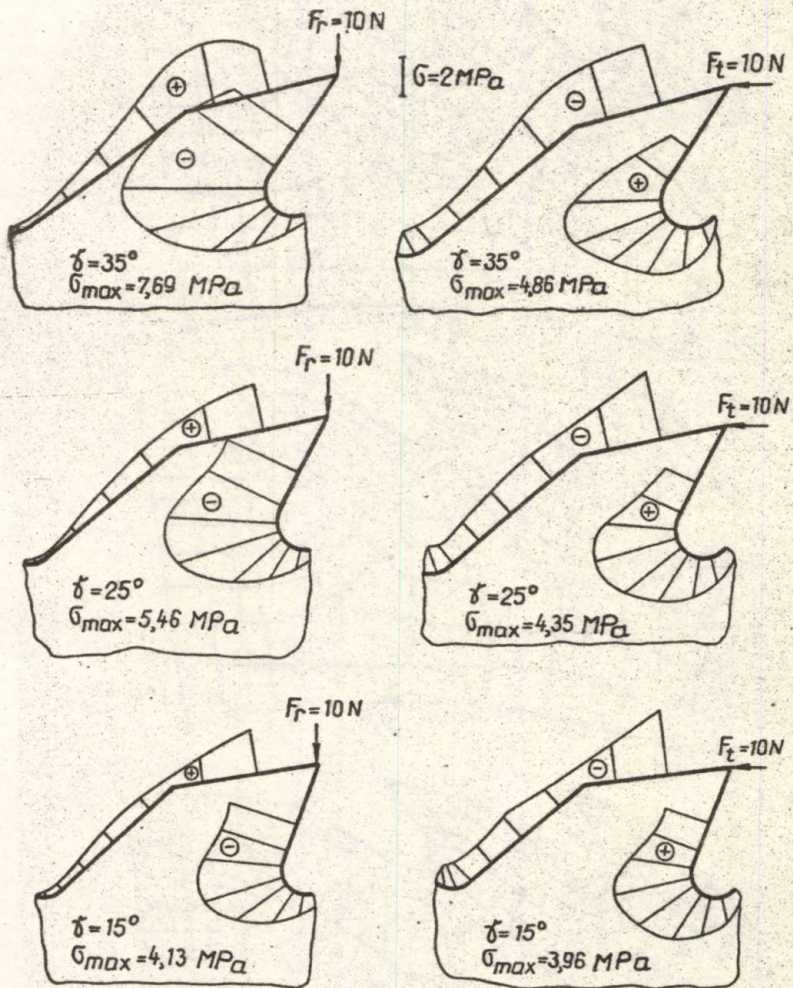


Fig. 2

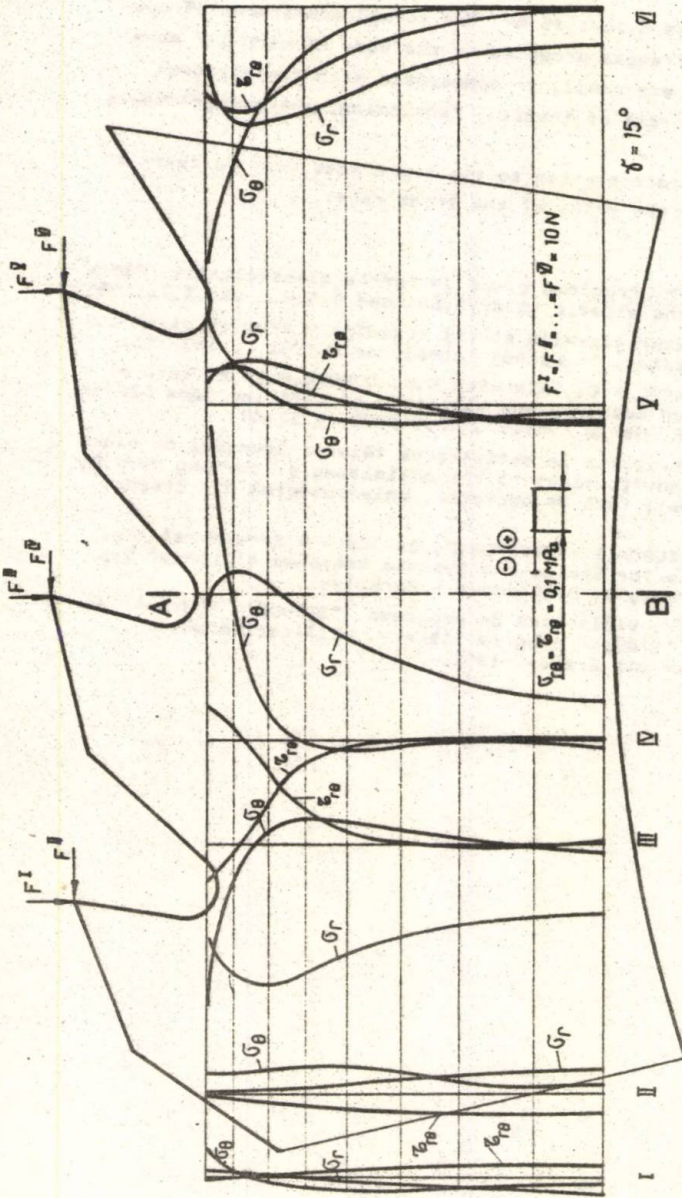


Fig. 3

forces don't exceed 0,10-0,15 kN, for normal conditions of operation. So, the stresses produced in the body of circular saws by cutting forces are small, in comparison with the stresses produced by the forces of inertia, tensioning, thermal gradients et al.

The stress concentration to the teeth base must be taken in study to optimize the value of the front rake.

References

- [1] TEODORESCU, P. P. Probleme plane in teoria elasticității (Plane problems in the elastic theory), Ed. Acad. R.S.R., vol. I, II, 1965.
- [2] GURKIN, G. S. Naprijszenija ot sil rezanijs v kruglyh pileh pos-tojannoj tolciny. In: Lesnoj Zurnal, nr. 2, 1961, p. 102-111.
- [3] CARLIN, J. F., APPL, F. C., BRINDWELL, H. C., DUBOIS, P. R. Effects of Tensioning on Buckling and Vibration of Circular Saws Blades. In: Trans. ASME, Ser. B, vol. 97, nr. 1 1975, p. 37-48.
- [4] GOGU, G. R. Contribuții la optimizarea tăierii lemnului cu pinze circulare (Contributions to the optimizing of cutting wood by circular saws), Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1983.
- [5] BATHE, K. J., WILSON, E., PETERSON, F. SAP IV - A Structural Analysis Program for Static and Dynamic Response of Linear Systems. University of California - Berkeley.
- [6] MUNTEANU, M. G. H. Biblioteca de programe "STRUCT". Indrumar de utilizare ("STRUCT" program library. Utilization guide). Universitatea din Brașov, 1981.

GOGU, GR.

TENSIUNILE PRODUSE IN PINZELE CIRCULARE DE
FORTE APLICATE STATIC DUPA DIRECTIILE
COMPONENTELOR FORTEI DE ASCHIERE

Rezumat

In lucrare sint prezentate rezultatele obtinute de autor in studiul tensiunilor produse in dentura si in corpul pinzelor circulare de forte aplicate static dupa directiile componentelor fortei de aschiere, utilizind metoda elementului finit. Este prezentata influenta unghiului de degajare asupra distributiei tensiunilor, insistindu-se asupra efectului de concentrare a tensiunilor la baza dintelui.

STRESSES PRODUCED IN CIRCULAR SAWS BY FORCES STATICALLY
APPLIED ON THE DIRECTIONS OF CUTTING FORCE COMPONENTS

Abstract

In this paper are presented the results obtained by the author in the study of stresses produced in the teeth and in the circular saw body by forces statically applied on the directions of cutting force components, using the finite element method. It is presented the influence of the front rake on the distribution of stresses, insisting on the effect of concentration of stresses to the tooth base.

EFFICIENCY OF MULTIPLANETARY MONOMOBILE MECHANISMS

Dr.Sc.(Eng) Florea Dudiță, professor, University of Brașov;
Dr.Sc.(Eng) Dorin Diaconescu, lecturer, University of Brașov;
Eng.Olimpiu Munteanu, assistant professor, University of Brașov.

1. Introduction

The use of multiplanetary monomobile ($M=1$) mechanisms constitutes one of the modern solutions for the realisation of certain reducers (or amplifiers) with a high ratio of transmission associated with a superior mechanical efficiency.

The simple planetary mechanism is known to be the gear-train formed of sun-gears (with fixed axes), planetary gears (with mobile axes) and an arm also called ax-supporting element (H_B).

The term multiplanetary mechanism will refer to the gear-train having two or more arms (H_j) arranged in a series (Example in fig.1,a, H_1, H_2, H_3).

In this paper a method for the calculation of the mechanical efficiency for this kind of mechanisms is proposed.

2. Calculation model and nomenclature

- The dynamical analysis of multiplanetary monomobile ($M=1$) mechanisms with one input and one output ($L=2$) is made by means of a calculation model defined by the following premises:

- a) The input power is considered positive ($M_1 \omega_1 > 0$; i-in - put and the output power negative ($M_o \omega_o < 0$; o - outlet).
- b) The forces of the mechanism are considered invariant in comparison with the motion inversion, an assertion true with the premise of neglecting the forces of inertia and the moments of forces of inertia.
- c) The friction between the gear teeth only, is considered, the friction in the revolute pairs being neglected.

- The following nomenclature is used in the paper:

- M, L - degrees of mobility and the number of inputs and outputs of the mechanism, respectively;
- H_j - planet arm with the ordinal number j ;

- ω_a, ω_{ab} - absolute angular velocity of element a and the relative angular velocity of element a with respect to point b, respectively;
- M_k - momentum of the element k, with the premise of considering the friction;
- i_{ab}^c - relative velocities ratio ω_{ac} and ω_{bc} ; $i_{ab}^c = \omega_{ac} / \omega_{bc}$;
- $i_{ab}(i_{ab}^c)$ - ratio of momentums M_b and M_a , considered with negative sign (with the premise that the element c is fixed); $\bar{i}_{ab} = -M_b / M_a$; ($\bar{i}_{ab}^c = -M_b / M_a$);
- η_{ab}^c - mechanical efficiency, having input element a, output element b and element c being fixed;
- η_{H_j} - mechanical efficiency with the premise that the planet arm H_j is fixed;
- X_j - argument with values $X_j = \pm 1$, which indicate the flux of energy sense of circulation in the mechanism with H_j fixed.

3. Setting up the mechanical efficiency of a biplanetary monomobile mechanism

3.1. Kinematic analysis

As example, the biplanetary mechanism with $M=1$ and $L=2$ from figure 1 is considered, with $z_1 = 21$; $z_2 = 75$; $z_3 = 17$; $z_5 = 75$; $z_6 = 20$; $z_7 = 68$ and the mechanical efficiencies $\eta_{12}^{H_1} \approx \eta_{21}^{H_1} = 0,98$; $\eta_{35}^{H_2} \approx \eta_{53}^{H_2} = 0,98$; $\eta_{67}^{H_1} \approx \eta_{76}^{H_1} = 0,98$; the power goes in by the gear 1 ($M_1 \omega_1 > 0$) and goes out by the planet arm H_1 ($M_{H_1} \omega_{H_1} < 0$).

By using the motion inversion method [2], [3], the kinematic relations can be written:

$$i_{1H_1}^7 = \frac{\omega_{17}}{\omega_{H_1 7}} = \frac{\omega_{1H_1} - \omega_{7H_1}}{\omega_{H_1 H_1} - \omega_{7H_1}} = 1 - \frac{\omega_{1H_1}}{\omega_{7H_1}} = 1 - i_{17}^{H_1}, \quad (1)$$

where

$$\begin{aligned} i_{17}^{H_1} &= \frac{\omega_{1H_1}}{\omega_{7H_1}} = i_{12}^{H_1} \cdot i_{3H_2}^5 \cdot i_{67}^{H_1}; \\ i_{12}^{H_1} &= -\frac{z_2}{z_1}; \\ i_{3H_2}^5 &= \frac{\omega_{35}}{\omega_{H_2 5}} = \frac{\omega_{3H_2} - \omega_{5H_2}}{\omega_{H_2 H_2} - \omega_{5H_2}} = 1 - \frac{\omega_{3H_2}}{\omega_{5H_2}} = 1 - i_{35}^{H_2} = 1 + \frac{z_5}{z_3}; \\ i_{67}^{H_1} &= -\frac{z_5}{z_3}; \\ i_{67}^{H_1} &= \frac{z_7}{z_6}. \end{aligned} \quad (2)$$

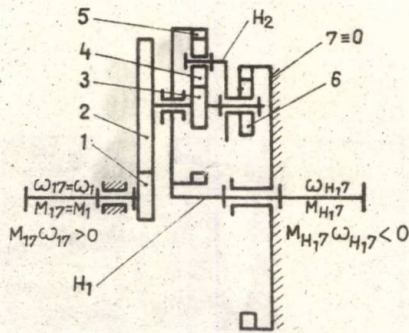


Fig. 1,b

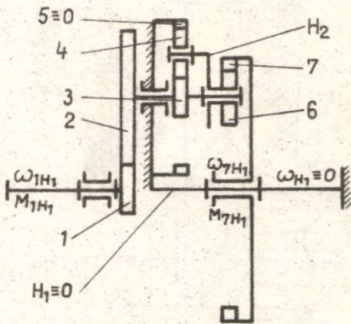


Fig. 2

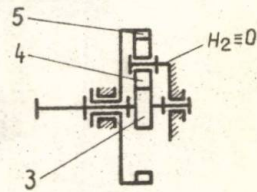


Fig. 3

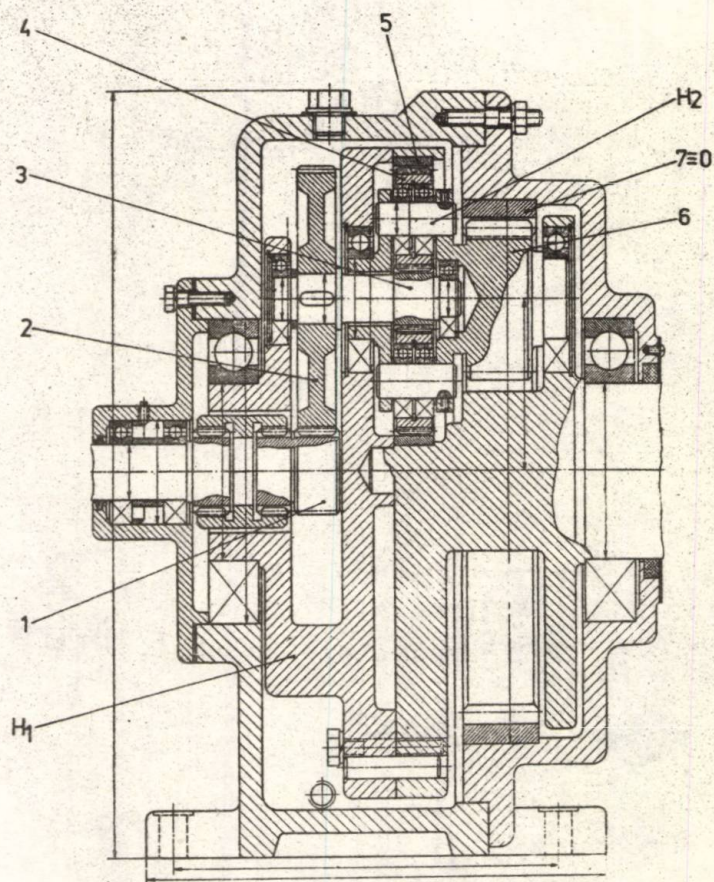


Fig.1,a

Thus, we obtain

$$i_{17}^{H_1} = -\frac{Z_2}{Z_1} \left(1 + \frac{Z_5}{Z_3}\right) \frac{Z_7}{Z_6}, \quad (3)$$

respectively

$$i_{1H_1}^7 = 1 - i_{17}^{H_1} = 1 - i_{12}^{H_1} \cdot i_{3H_2}^5 \cdot i_{67}^{H_1} = 1 + \frac{Z_2}{Z_1} \left(1 + \frac{Z_5}{Z_3}\right) \frac{Z_7}{Z_6} \quad (4)$$

3.2. Calculation of the mechanical efficiency

According to the mechanical efficiency definition:

$$\eta_{1H_1}^7 = \frac{|N_0|}{N_L} = -\frac{N_{H_1}}{N_1} = -\frac{M_{H_1} \omega_{H_1 7}}{M_1 \omega_{17}} = \frac{-M_{H_1}/M_1}{\omega_{17}/\omega_{H_1 7}} = \frac{-M_{H_1}/M_1}{i_{1H_1}^7} = \frac{-M_{H_1}/M_1}{1 - i_{17}^{H_1}} \quad (5)$$

Thus, in order to determine the mechanical efficiency, it is necessary to set up the ratio $i_{1H_1}^7 = -M_{H_1}/M_1$. With this end in view we write the equation of equilibrium of momentums for the mechanism from figure 1:

$$M_{H_1} + M_1 + M_7 = 0, \quad (6)$$

from which results:

$$i_{1H_1}^7 = -M_{H_1}/M_1 = 1 + M_7/M_1 = 1 - (-M_7/M_1) = 1 - i_{17}^{H_1} \quad (7)$$

In order to set up the ratio $i_{17}^{H_1} = -M_7/M_1$, we write the powers equation of equilibrium for the mechanism from figure 2, resulting from the mechanism from figure 1 by the motion inversion with respect to H_1 (see fig.2):

$$\omega_{1H_1} M_1 \eta^{H_1}(x_1) + \omega_{7H_1} M_7 = 0, \quad (8)$$

from which results:

$$i_{17}^{H_1} = -M_7/M_1 = i_{17}^{H_1} \eta^{H_1}(x_1); \quad (9)$$

the argument x_1 has the value +1 if in the inverted mechanism ($H_1=0$, see fig.2) gear 1 is the drive gear (to power input) and the value -1 if gear 1 is the driven gear (to power output).

The efficiency function $\eta(x)$ generalizes the writing of the power balance equation, by taking into account the two possibilities of the energy flow circulation.

Note.

In the case of a reversed - motion planetary unit (with fixed handle) the efficiency function can be written exponentially $\eta(x_4) = (\eta_{ob}^H)^{x_4}$.

In the case of the multiplanetary fixed-handle mechanism, this function can no longer be written exponentially. Consequently, the efficiency function generalizes the writing of the power balance equation, but does not always coincide with the efficiency.

Consequently, function of the value x_1 , the amount $\eta^{H_1}(x_1)$ has the expressions:

$$\eta^{H_1}(x_1=+1) = \eta_{17}^{H_1} = \eta_{12}^{H_1} \eta_{3H_2}^5 \eta_{67}^{H_1} ; \quad (10)$$

$$\eta^{H_1}(x_1=-1) = 1/\eta_{71}^{H_1} = 1/\eta_{76}^{H_1} \eta_{H_23}^5 \eta_{21}^{H_1} . \quad (11)$$

The value of argument x_1 is setting up by analogy with the planetary mechanisms [1],[2]:

$$x_1 = \operatorname{sgn} \frac{M_1 \omega_{1H_1}}{M_1 \omega_{17}} = \operatorname{sgn} \frac{\omega_{17} - \omega_{H_17}}{\omega_{17}} = \pm 1 . \quad (12)$$

In relations (10) and (11) the mechanical efficiency of planetary mechanisms $\eta_{3H_2}^5$ and $\eta_{H_23}^5$ have the expressions [1], [2]:

$$\eta_{3H_2}^5 = \frac{-M_{H_2}/M_3}{\omega_{35}/\omega_{H_25}} = \frac{\bar{i}_{3H_2}^5}{i_{3H_2}^5} = \frac{1 - \bar{i}_{35}}{1 - i_{35}^{H_2}} = \frac{1 - i_{35}^{H_2} \cdot \eta^{H_2}(x_2)}{1 - i_{35}^{H_2}} \quad (13)$$

and

$$\eta_{H_23}^5 = \frac{-M_3/M_{H_2}}{\omega_{H_25}/\omega_{35}} = \frac{\bar{i}_{H_23}^5}{i_{H_23}^5} = \frac{1 - i_{35}^{H_2}}{1 - \bar{i}_{35}} = \frac{1 - i_{35}^{H_2}}{1 - i_{35}^{H_2} \cdot \eta^{H_2}(x_2)} \quad (14)$$

respectively .

Function of the value of argument x_1 , which denominate the element of the power input in the mechanism with fixed axes from figure 3, the amount $\eta^{H_2}(x_2)$ has the expressions:

$$\eta^{H_2}(x_2=+1) = \eta_{35}^{H_2} ; \quad (15)$$

$$\eta^{H_2}(x_2=-1) = 1/\eta_{53}^{H_2} . \quad (16)$$

The value of argument x_2 is given by the relation [1]:

$$x_2 = \operatorname{sgn} \frac{M_3 \omega_{3H_2}}{M_1 \omega_1} = \operatorname{sgn} \frac{M_3 (\omega_3 - \omega_{H_2})}{M_1 \omega_1} = \pm 1 . \quad (17)$$

Replacing the relations (13),(14) in (10) and (11) the expression of the amount $\eta^{H_1}(x_1)$ is obtained:

$$\eta^{H_1}(x_1=+1) = \eta_{12}^{H_1} \frac{1 - i_{35}^{H_2} \eta^{H_2}(x_2)}{1 - i_{35}^{H_2}} \cdot \eta_{67}^{H_1} ; \quad (18)$$

$$\eta^{H_1}(x_1=-1) = \eta_{76}^{H_1} \frac{1 - i_{35}^{H_2}}{1 - i_{35}^{H_2} \cdot \eta^{H_2}(x_2)} \cdot \eta_{21}^{H_1} . \quad (19)$$

With relations (18) and (19) , from (7) and (9), the ratio:

$$\bar{i}_{1H_1}^7 = -M_{H_1}/M_1 = 1 - i_{17}^{H_1} \eta^{H_1}(x_1) = 1 - \bar{i}_{17}^{H_1} \quad (20)$$

is determined, which, introduced in (5) gives us the relation of the

required mechanical efficiency:

$$\eta_{1H_1}^7 = \frac{i_{1H_1}^7}{i_{1H_1}^7} = \frac{1 - i_{17}^{H_1} \eta_{H_1}^{H_1}(x_1)}{1 - i_{17}^{H_1}} = \frac{1 - i_{17}^{H_1}}{1 - i_{17}^{H_1}}. \quad (21)$$

3.3. Numerical calculus example

On the premise of the figures considered, the numerical calculus can be developed in the following stages:

a) The calculation of the speed ratios

$$i_{1H_1}^7 = \frac{\omega_{17}}{\omega_{H_1 7}} = 1 - i_{17}^{H_1} = 1 - 65,7142 = -65,7142;$$

$$i_{17}^{H_1} = i_{12}^{H_1} \cdot i_{3H_2}^5 \cdot i_{67}^{H_1} = (-3,5714)(5,4117)(3,4) = -65,7142;$$

$$i_{12}^{H_1} = -\frac{Z_2}{Z_1} = -\frac{75}{21} = -3,5714;$$

$$i_{3H_2}^5 = 1 - i_{35}^{H_2} = 1 + \frac{Z_5}{Z_3} = 1 + \frac{75}{17} = 5,4117;$$

$$i_{67}^{H_1} = \frac{Z_7}{Z_6} = \frac{68}{20} = 3,4.$$

b) The calculation of arguments x_1 and x_2

$$x_1 = \operatorname{sgn} \frac{\omega_{17} - \omega_{H_1 7}}{\omega_{17}} = \operatorname{sgn} \left(1 - \frac{1}{i_{1H_1}^7} \right) = \operatorname{sgn} \left(1 - \frac{1}{65,7142} \right) = +1.$$

Thus, in the mechanism from figure 2, the power input is made by gear 1 and, implicitly, the power input is made by gear 3 in the planetary unit 3 - 4 - 5 - H_2 (fig.2), that is

$$\begin{aligned} x_2 &= \operatorname{sgn} \frac{\omega_{3H_2} M_3}{\omega_1 M_1} = \operatorname{sgn} \left(\frac{M_3 \omega_{3H_2}}{M_1 \omega_1} \right) \left(\frac{M_1 \omega_{3H_1}}{M_3 \omega_{3H_1}} \right) = \\ &= \operatorname{sgn} \frac{M_3 \omega_{3H_2}}{M_3 \omega_{3H_1}} = \operatorname{sgn} \left(\frac{\omega_{3H_1} - \omega_{H_2 H_1}}{\omega_{3H_1}} \right) = \operatorname{sgn} \left(1 - \frac{1}{i_{3H_2}^5} \right) = \\ &= \operatorname{sgn} \left(1 - \frac{1}{5,4117} \right) = +1. \end{aligned}$$

In the calculation of argument x_2 it was taken into consideration that

$$\operatorname{sgn} \frac{M_3 \omega_{3H_1}}{M_1 \omega_{1H_1}} = +1 \quad \text{and} \quad H_1 \equiv 5.$$

c) Determination of the mechanical efficiency

$$x_2 = +1 \Rightarrow \eta_{H_2}^{H_2}(x_2 = +1) = \eta_{35}^{H_2} = 0,96;$$

$$\begin{aligned} x_1 = +1 \Rightarrow \eta_{H_1}^{H_1}(x_1 = +1) &= \eta_{17}^{H_1} = \eta_{12}^{H_1} \cdot \frac{1 - i_{35}^{H_2} \cdot \eta_{35}^{H_2}}{1 - i_{35}^{H_2}} \cdot \eta_{67}^{H_1} = \\ &= 0,98 \cdot \frac{1 + 4,4117 \cdot 0,96}{1 + 4,4117} \cdot 0,98 = 0,9291; \end{aligned}$$

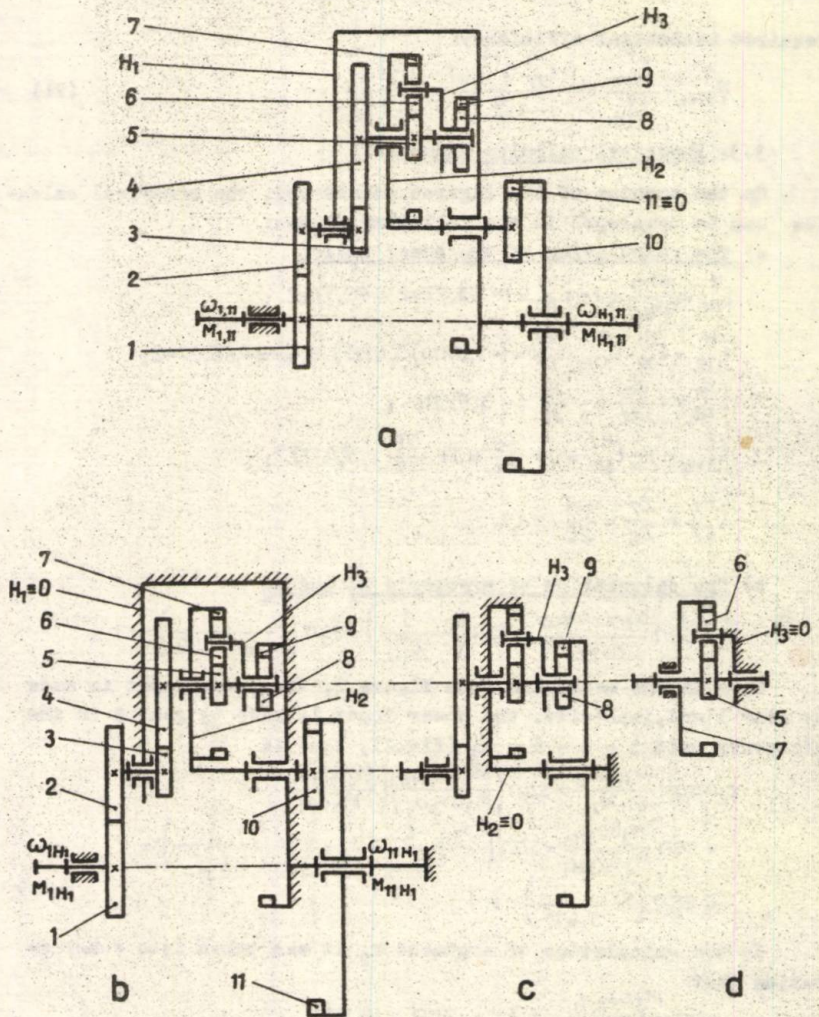


Fig.4

$$\eta_{1H_1}^7 = \frac{1 - i_{17}^{H_1} \eta_{17}^{H_1}}{1 - i_{17}^{H_1}} = \frac{1 - (-65,7142) \cdot 0,9291}{1 - (-65,7142)} = 0,9302.$$

The general case of multiplanetary monomobile mechanisms.

The calculation of the mechanical efficiency, for a multiplanetary monomobile mechanism with $L=2$, is performed in several stages which, for example, are formulated for a triplanetary mechanism with $M=1$, $L=2$ (fig.4)::

a) The mechanisms resulting by the successive motion inversion with respect to elements $H_1, H_2, H_3 \dots$ are identified and represented (see fig.4 b,c,d); the speed ratios are set up :

$$\begin{aligned} i_{1H_1}^{11} &= \frac{\omega_{1H_1} - \omega_{11H_1}}{\omega_{H_1H_1} - \omega_{11H_1}} = 1 - \frac{\omega_{1H_1}}{\omega_{11H_1}} = 1 - i_{1.11}^{H_1}; \\ i_{1.11}^{H_1} &= i_{12}^{H_1} \cdot i_{3H_2}^9 \cdot i_{10.11}^9 = i_{12}^{H_1} [1 - i_{34}^{H_2} (1 - i_{57}^{H_3}) i_{89}^{H_2}] \cdot i_{10.11}^{H_1}; \\ i_{3H_2}^9 &= 1 - i_{39}^{H_2} = 1 - i_{34}^{H_2} \cdot i_{5H_3}^7 \cdot i_{89}^{H_2} = 1 - i_{34}^{H_2} (1 - i_{57}^{H_3}) \cdot i_{89}^{H_2}. \end{aligned}$$

b) The values of arguments $x_1, x_2, x_3, \dots$, are set up which denominate the element of power input in the mechanisms with $H_1=0$ (fig.4,b), $H_2=0$ (fig.4,c), $H_3=0$ (fig.4,d)...

$$\begin{aligned} x_1 &= \operatorname{sgn} \frac{\omega_{1H_1} M_1}{\omega_1 M_1} = \operatorname{sgn} (1 - i_{1H_1.1}^{11}); \\ x_2 &= \operatorname{sgn} \frac{\omega_{3H_2} M_3}{\omega_1 M_1} = \operatorname{sgn} \frac{\omega_{3H_2} M_3}{\omega_{3H_1} M_3} \cdot \frac{\omega_{3H_1} M_3}{\omega_1 M_1} = \\ &= \operatorname{sgn} \frac{\omega_{3H_2} M_3}{\omega_{3H_1} M_3} \cdot \operatorname{sgn} \frac{\omega_{3H_1} M_3}{\omega_1 M_1} = \operatorname{sgn} \frac{\omega_{3H_1} - \omega_{H_2} H_1}{\omega_{3H_1}} \cdot x_1 = \\ &= x_1 \operatorname{sgn} (1 - i_{H_2 3}^{H_1}) = x_1 \operatorname{sgn} (1 - i_{H_2 3}^9), \end{aligned}$$

in which, in keeping with fig.4, b:

$$\begin{aligned} \operatorname{sgn} \frac{\omega_{3H_1} M_3}{\omega_1 M_1} &= \operatorname{sgn} \frac{\omega_{1H_1} M_1}{\omega_1 M_1} = x_1; \\ x_3 &= \operatorname{sgn} \frac{\omega_{5H_3} M_5}{\omega_1 M_1} = \operatorname{sgn} \frac{\omega_{5H_3} M_5}{\omega_{5H_2} M_5} \cdot \frac{\omega_{5H_2} M_5}{\omega_1 M_1} = \\ &= \operatorname{sgn} \frac{\omega_{5H_3} M_5}{\omega_{5H_2} M_5} \cdot \frac{\omega_{3H_2} M_3}{\omega_1 M_1} = \operatorname{sgn} \frac{\omega_{5H_3} M_5}{\omega_{5H_2} M_5} \cdot \operatorname{sgn} \frac{\omega_{3H_2} M_3}{\omega_1 M_1} = \\ &= x_2 \cdot \operatorname{sgn} \frac{\omega_{5H_3} M_5}{\omega_{5H_2} M_5} = x_2 \cdot \operatorname{sgn} \frac{\omega_{5H_2} - \omega_{H_3} H_2}{\omega_{5H_2}} = x_2 \cdot \operatorname{sgn} (1 - i_{H_3 5}^7), \end{aligned}$$

in which, in keeping with fig.4, c:

$$\operatorname{sgn} \frac{\omega_{5H_2} M_5}{\omega_1 M_1} = \operatorname{sgn} \frac{\omega_{3H_2} M_3}{\omega_1 M_1} = x_2.$$

e) The amounts $\eta^{H_j}(x_j)$ are calculated, based on values resulted from b) for arguments x_1 :

$$\eta^{H_3}(x_3=+1) = \eta_{57}^{H_3} ;$$

$$\eta^{H_3}(x_3=-1) = 1/\eta_{75}^{H_3} ;$$

$$\eta^{H_2}(x_2=+1) = \eta_{39}^{H_2} = \eta_{34}^{H_2} \cdot \eta_{5H_3}^7 \cdot \eta_{89}^{H_2} = \eta_{34}^{H_2} \cdot \frac{1 - i_{57}^{H_3} \eta^{H_3}(x_3)}{1 - i_{57}^{H_3}} \cdot \eta_{89}^{H_2} ;$$

$$\eta^{H_2}(x_2=-1) = 1/\eta_{93}^{H_2} = 1/\eta_{98}^{H_2} \cdot \eta_{H_3 5}^7 \cdot \eta_{43}^{H_2} = 1/\eta_{98}^{H_2} \cdot \frac{1 - i_{57}^{H_3} \eta^{H_3}(x_3)}{1 - i_{57}^{H_3} \eta^{H_3}(x_3)} \cdot \eta_{43}^{H_2} ;$$

$$\eta^{H_1}(x_1=+1) = \eta_{11}^{H_1} = \eta_{12}^{H_1} \cdot \eta_{3H_2}^9 \cdot \eta_{10 \cdot 11}^{H_1} = \eta_{12}^{H_1} \cdot \frac{1 - i_{39}^{H_2} \eta^{H_2}(x_2)}{1 - i_{39}^{H_2}} \cdot \eta_{10 \cdot 11}^{H_1} ;$$

$$\eta^{H_1}(x_1=-1) = 1/\eta_{11 \cdot 1}^{H_1} = 1/\eta_{11 \cdot 10}^{H_1} \cdot \eta_{H_2 3}^9 \cdot \eta_{2 \cdot 1}^{H_1} = 1/\eta_{11 \cdot 10}^{H_1} \cdot \frac{1 - i_{39}^{H_2} \eta^{H_2}(x_2)}{1 - i_{39}^{H_2} \eta^{H_2}(x_2)} \cdot \eta_{2 \cdot 1}^{H_1} ;$$

with the amounts $\eta^{H_j}(x_j)$ the overall mechanical efficiency is determined:

$$\eta_{1H_1}^{11} = \frac{1 - i_{1 \cdot 11}^{H_1}}{1 - i_{1 \cdot 11}^{H_1}} = \frac{1 - i_{1 \cdot 11}^{H_1} \cdot \eta^{H_1}(x_1)}{1 - i_{1 \cdot 11}^{H_2}}$$

In this form the stag diagram can be used for any multiplane - tary mechanism with $M=1$ and $L=2$.

5. References

- [1] DIACONESCU, D., MUNTEANU, O. Aspecte dinamice ale mecanismelor planetare. Buletinul Universității din Brașov, 1983.
- [2] DUDITA, FL., DIACONESCU, D. Curs de mecanisme, Cinematica mecanismelor cu roți dințate, Universitatea din Brașov, 1984.
- [3] MILOIU, GH., DUDITA, FL., DIACONESCU, D. Transmisii mecanice moderne. Ed. tehnică, București, 1981.

DUDITA, FL., DIACONESCU, D., MUNTEANU, O.

EFFICIENCY OF MULTIPLANETARY MONOMOBILE MECHANISMS

Abstract

By extending the method of determining the mechanical efficiency of planetary mechanisms, in the paper a method is proposed for the determination of the mechanical efficiency of multiplanetary monomobile ($M=1$) mechanisms with one input and one output ($L=2$), using a biplanetary mechanism as an example.

The sequence of calculation stages resulting from the study is generalized and exemplified on a triplanetary mechanism.

RANDAMENTUL MECANISMELOR MULTIPLANETARE MONOMOBILE

Rezumat

Extinzând metoda de determinare a randamentului mecanismelor planetare, în lucrare se propune o variantă de determinare a randamentului pentru mecanismele multiplanetare monomobile ($M=1$) cu o intrare și o ieșire ($L=2$), utilizând ca exemplu un mecanism biplanetar.

Desfășurarea etapelor de calcul, rezultate din studiu, se generalizează cu exemplificare pe un mecanism triplanetar.

BESTIMMUNG DER ANFÄNGLICHEN PHASENVERSCHIEBUNGEN UND DER EINBAUWINKEL DER RÄUMLICHEN POLYKARDANGELNGETRIEBE

Dipl. Ing. Nicolae Souca, Oberassistent an der Universität, Braşov.

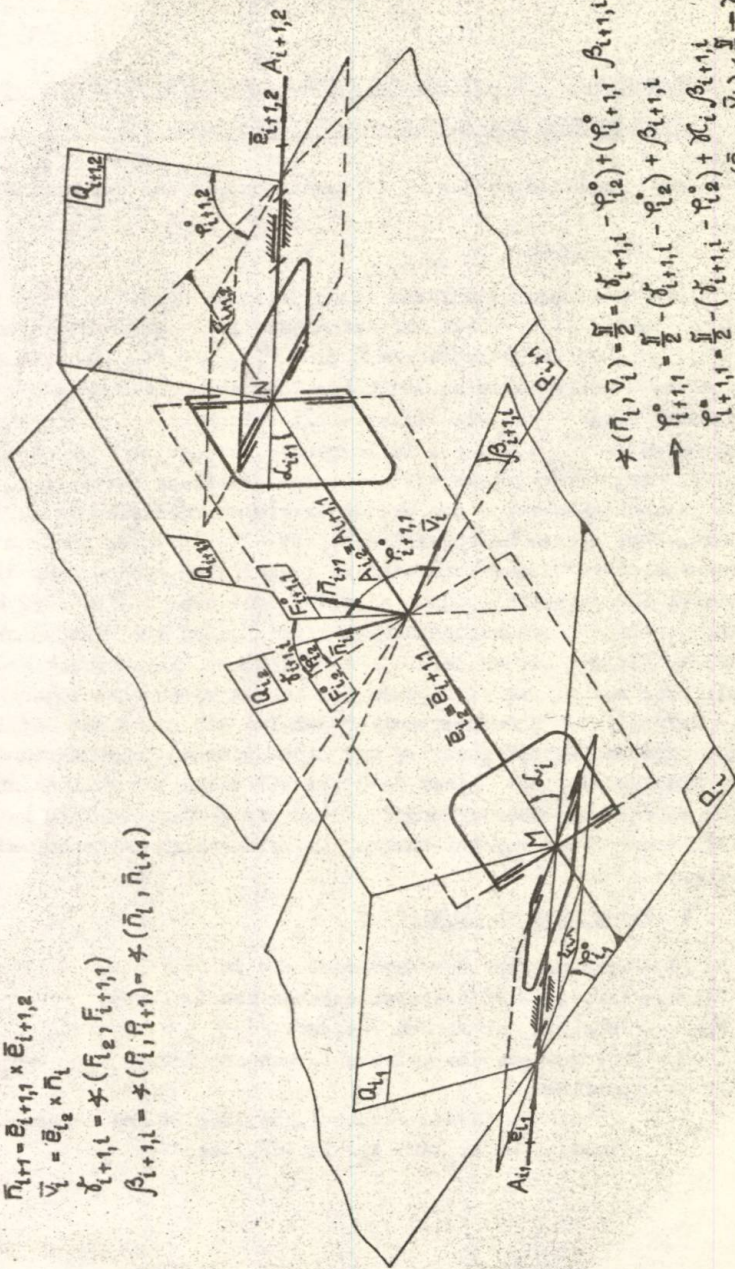
1. Einführung

Die Übertragungsfunktion eines Gelenkes hängt vom Winkel φ_i° , $\varphi_{i+1,i}^\circ$ (s. Bild 1) zwischen der Anfangsstellung der Antriebsgabelebene $F_{i1}^\circ, F_{i+1,i}^\circ$ und der Bezugsebene P_i bzw. P_{i+1} , anfängliche Phasenverschiebung benannt. Die anfänglichen Phasenverschiebungen der Getriebegelenke hängen auch vom Winkel $\delta_{i+1,i}^\circ$ zwischen den Gabelebenen der selben Welle $F_{i,2}^\circ, F_{i+1,i}^\circ$, im folgenden Einbauwinkel genannt, ab. Das Polykardangelngetriebe wird in Anfangsstellung betrachtet, wenn sich die Antriebsgabelebene des ersten Getriebekardangelnkes auf der Bezugsebene dieses Gelenkes überlagert. Die Übertragungsfunktion des Kardangelngetriebes kann einfach geschrieben werden wenn die anfänglichen Phasenverschiebungen entweder Null oder gleich $\pi/2$ sind. Für eine gegebene Kardanwellenkonfiguration können die Einbauwinkel $\delta_{i+1,i}$ derart bestimmt werden, dass die anfänglichen Phasenverschiebungen Null oder rechte Winkel sind. In der Arbeit werden Bestimmungsweise der anfänglichen Phasenverschiebungen für ein gegebenes Getriebe (gegebene Wellenkonfiguration und Einbauwinkel) und Bestimmungsweise der Einbauwinkel bei einem Getriebe mit bekannter Wellenkonfiguration so dass die Übertragungsfunktion die gewünschte Form hat (die anfänglichen Phasenverschiebungen die gewünschten Werte haben) dargestellt.

2. Bezeichnungen (s. Bild 1)

- i - Ordnungszahl des Kardangelnkes im Getriebe,
- A_{i1}, A_{i2} - An-, bzw. Abtriebswellenachse des Gelenkes,
- $\bar{E}_{i1}, \bar{E}_{i2}$ - Versoren der Achsen A_{i1} , bzw. A_{i2} ,
- P_i - Bezugsebene des Gelenks i , von den Achsen A_{i1} und A_{i2} gebildet,
- δ_i - Winkel des Kardangelnkes i , spitzer Winkel zwischen den Gabelachsen A_{i1} und A_{i2} in der Ebene P_i ,

$$\begin{aligned}\bar{n}_1 &= \bar{e}_1 \times \bar{e}_2 \\ \bar{n}_{i+1} &= \bar{e}_{i+1} \times \bar{e}_{i+2} \\ \bar{v}_i &= \bar{e}_i \times \bar{n}_i \\ \bar{e}_{i+1,1} &= *(\bar{e}_i, \bar{e}_{i+1}) \\ \beta_{i+1,1} &= *(\bar{e}_i, \bar{e}_{i+1}) = *(\bar{n}_i, \bar{n}_{i+1})\end{aligned}$$



$$\begin{aligned} & \neq (\bar{\pi}_1, \nabla_i) - \frac{\beta}{2} = (\delta_{1,1,i}^* - \varphi_{1,2}^0) + (\varphi_{1,1,i}^0 - \beta_{1,1,i}) \\ & \rightarrow \varphi_{1,1,1}^0 = \frac{\beta}{2} - (\delta_{1,1,1}^* - \varphi_{1,2}^0) + \beta_{1,1,1} \\ & \varphi_{1,1,1}^0 = \frac{\beta}{2} - (\delta_{1,1,1}^* - \varphi_{1,2}^0) + \beta_{1,1,1} \\ & \beta_{1,1,1} = \text{sgn}(\bar{\pi}_1, \bar{\nabla}_1) < \varphi_{1,1,1}^0 - \beta_{1,1,1} \end{aligned}$$

Bild 1

- Q_{i1}, Q_{i2} - auf der Ebene P_i senkrechte Ebenen, die die Achsen A_{i1} , bzw. A_{i2} enthalten,
- $F_{i1}^{\circ}, F_{i2}^{\circ}$ - An-, bzw. Abtriebsgabelebene des Gelenks i in Anfangsstellung, durch die Winkel φ_{i1}° und φ_{i2}° positioniert,
- F_{i1}, F_{i2} - laufende Lagen der An-, bzw. Abtriebsgabelebene des Gelenks i , durch die Winkel $\varphi_{i1}^{\circ} + \varphi_{i1}$, bzw. $\varphi_{i2}^{\circ} + \varphi_{i2}$ positioniert,
- φ_{i1}° - anfängliche Phasenverschiebung der Antriebsgabel, in Drehrichtung, zwischen der Anfangsstellung der Gabel F_{i1}° und der Ebene P_i gemessen,
- φ_{i2}° - anfängliche Phasenverschiebung der Abtriebsgabel, zwischen der Anfangsstellung der Gabel F_{i2}° und der Ebene Q_{i2} , in der Drehrichtung der Gabel, gemessen,
- $\varphi_{i1}, \varphi_{i2}$ - laufende Drehungswinkel der An-, bzw. Abtriebsgabeln, in Bezug auf die Anfangsstellungen, in Drehrichtung gemessen,
- $\beta_{i+1,i}$ - Phasenverschiebung der Bezugsebenen (Winkel zwischen P_i und P_{i+1}),
- $\delta_{i+1,i}$ - Einbauwinkel, zwischen den Gabelebenen derselben Welle $F_{i+1,1}^{\circ}$ und F_{i2}° eingeschlossen,
- $\bar{n}_i, \bar{n}_{i+1}$ - Normalvektoren der Ebenen P_i , bzw. P_{i+1} ,
- $\bar{v}_i$ - im Text definierter Hilfsvektor.

3. Bestimmung der anfänglichen Phasenverschiebung

Für die Ermittlung der Berechnungsbeziehung der anfänglichen Phasenverschiebung $\varphi_{i+1,1}^{\circ}$ werden zwei aufeinanderfolgende Gelenke i und $i+1$ eines Polykardangelenkgetriebes betrachtet, bei dem:

a) die Wellenkonfiguration, definiert durch die in einem konvenabel gewählten Bezugssystem des Getriebes ausgedrückten Vektoren $\bar{e}_{i1}, \bar{e}_{i2}, \bar{e}_{i+1,2}$, so dass:

$$\bar{e}_{i1} = e_{i1}^x \bar{i} + e_{i1}^y \bar{j} + e_{i1}^z \bar{k}; \bar{e}_{i2} = e_{i2}^x \bar{i} + e_{i2}^y \bar{j} + e_{i2}^z \bar{k};$$

$$\bar{e}_{i+1,2} = e_{i+1,2}^x \bar{i} + e_{i+1,2}^y \bar{j} + e_{i+1,2}^z \bar{k};$$

b) der Einbauwinkel $\delta_{i+1,i}$ und

c) die anfängliche Phasenverschiebung φ_{i1}° bekannt sind.

Bei Getrieben mit mehreren Kardangelenken werden die anfänglichen Phasenverschiebungen eines Gelenks in Abhängigkeit von der anfänglichen Phasenverschiebung des vorherigen Gelenkes berechnet, während die Berücksichtigung des Drehsinns unerlässlich ist.

Für die Bestimmung der anfänglichen Phasenverschiebung $\varphi_{i+1,1}^{\circ}$

werden folgende Etappen durchgegangen:

- Bestimmung der Vektoren $\bar{n}_i$, $\bar{n}_{i+1}$ und $\bar{v}_i$:

$$\begin{aligned}\bar{n}_i &= \bar{e}_{i1} \times \bar{e}_{i2} = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ e_{i1}^x & e_{i1}^y & e_{i1}^z \\ e_{i2}^x & e_{i2}^y & e_{i2}^z \end{vmatrix} = (e_{i1}^y e_{i2}^z - e_{i1}^z e_{i2}^y) \bar{i} + (e_{i1}^z e_{i2}^x - e_{i1}^x e_{i2}^z) \bar{j} + \\ &+ (e_{i1}^x e_{i2}^y - e_{i1}^y e_{i2}^x) \bar{k} = n_i^x \bar{i} + n_i^y \bar{j} + n_i^z \bar{k}; \quad (1) \\ \bar{n}_{i+1} &= \bar{e}_{i2} \times \bar{e}_{i+1,2} = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ e_{i2}^x & e_{i2}^y & e_{i2}^z \\ e_{i+1,2}^x & e_{i+1,2}^y & e_{i+1,2}^z \end{vmatrix} = (e_{i2}^y e_{i+1,2}^z - e_{i2}^z e_{i+1,2}^y) \bar{i} + (e_{i2}^z e_{i+1,2}^x - e_{i2}^x e_{i+1,2}^z) \bar{j} + \\ &+ (e_{i2}^x e_{i+1,2}^y - e_{i2}^y e_{i+1,2}^x) \bar{k} = n_{i+1}^x \bar{i} + n_{i+1}^y \bar{j} + n_{i+1}^z \bar{k}; \\ \bar{v}_i &= \bar{e}_{i2} \times \bar{n}_i = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ e_{i2}^x & e_{i2}^y & e_{i2}^z \\ n_i^x & n_i^y & n_i^z \end{vmatrix} = (e_{i2}^y n_i^z - e_{i2}^z n_i^y) \bar{i} + (e_{i2}^z n_i^x - e_{i2}^x n_i^z) \bar{j} + \\ &+ (e_{i2}^x n_i^y - e_{i2}^y n_i^x) \bar{k} = v_i^x \bar{i} + v_i^y \bar{j} + v_i^z \bar{k};\end{aligned}$$

- Berechnung des Winkels $\beta_{i+1,i}$ mit der Beziehung:

$$\beta_{i+1,i} = \arccos \frac{\bar{n}_i \cdot \bar{n}_{i+1}}{|\bar{n}_i| |\bar{n}_{i+1}|} = \frac{n_i^x n_{i+1}^x + n_i^y n_{i+1}^y + n_i^z n_{i+1}^z}{|\bar{n}_i| |\bar{n}_{i+1}|}, \quad (2)$$

worin

$$|\bar{n}_i| = \sqrt{n_i^{x^2} + n_i^{y^2} + n_i^{z^2}}; \quad |\bar{n}_{i+1}| = \sqrt{n_{i+1}^{x^2} + n_{i+1}^{y^2} + n_{i+1}^{z^2}}. \quad (3)$$

Bemerkung. Wenn $\beta_{i+1,i} > \frac{\pi}{2}$ wird der Vektor $\bar{n}_{i+1} = \bar{e}_{i+1,2} \times \bar{e}_{i2}$ definiert, so dass $\beta_{i+1,i} < \frac{\pi}{2}$ resultiert.

Gemäss Bild 1, ist

$$\angle(\bar{n}_i, \bar{v}_i) = \frac{\pi}{2} = (\varphi_{i+1,i}^* - \varphi_{i2}^0) + (\varphi_{i+1,i}^0 - \beta_{i+1,i}) \quad (4)$$

woraus sich

$$\varphi_{i+1,i}^0 = \frac{\pi}{2} - (\varphi_{i+1,i}^* - \varphi_{i2}^0) + \beta_{i+1,i} \quad (5)$$

ergibt.

Um zu berücksichtigen dass die Ebene P_{i+1} im Bezug auf P_i um den Winkel $\beta_{i+1,i}$ im Drehsinn oder im umgekehrten Sinn verdreht ist wurde der Faktor $\mathcal{K}_i$ eingeführt, der mit der Beziehung

$$\mathcal{K}_i = \text{sgn}(\bar{n}_{i+1}, \bar{v}_i) = \text{sgn}(n_{i+1}^x v_i^x + n_{i+1}^y v_i^y + n_{i+1}^z v_i^z) \quad (6)$$

bestimmt wird.

Demnach, wenn

$$\begin{aligned}\angle(\bar{n}_{i+1}, \bar{v}_i) &< \frac{\pi}{2} \longrightarrow \mathcal{K}_i = 1, \\ \angle(\bar{n}_{i+1}, \bar{v}_i) &> \frac{\pi}{2} \longrightarrow \mathcal{K}_i = -1,\end{aligned} \quad (7)$$

wird der Ausdruck (5) zu

$$\varphi_{i+1,1}^{\circ} = \frac{\pi}{2} - (\varphi_{i+1,i}^{\circ} - \varphi_{i2}^{\circ}) + \alpha_i \beta_{i+1,i} \quad (8)$$

worin, der Übertragungsfunktion des Kardangelenkes gemäss,

$$\varphi_{i2}^{\circ} = \arctg \left[\frac{1}{\cos \alpha_i} \operatorname{tg}(\varphi_{i1}^{\circ}) \right]. \quad (9)$$

4. Berechnung des Einbauwinkels

Im Falle der homokinetischen Polykardangelenketriebe mit k Kardangelenken ist es notwendig dass der Asynchronfaktor $\lambda = \frac{\operatorname{tg} \varphi_{k,2}}{\operatorname{tg} \varphi_{1,1}} = 1$. Dieser Faktor hat einen konstanten Wert, wenn die anfänglichen Phasenverschiebungen teils Null, teils gleich $\pi/2 \sin \alpha$. In diesem Fall kann die Übertragungsfunktion nur in Abhängigkeit von den Winkeln $\alpha_i (i=1,2,\dots,k)$ geschrieben werden. Bei entsprechender Wahl der Winkel α_i kann λ gleich eins und das Getriebe homokinetisch sein. Ersichtlich ist die Tatsache dass sich für $\varphi_{i1}^{\circ} = 0$ die Anfangsstellung der Gabel F_{i1} in der Ebene P_i befindet und, da sich die Gabel F_{i2} in der Ebene Q_{i2} befindet, resultiert $\varphi_{i2}^{\circ} = 0$. Im Fall $\varphi_{i1}^{\circ} = \pi/2$ ist $F_{i1}^{\circ} = Q_{i1}$ und impliziert $\varphi_{i2}^{\circ} = \pi/2$, also $F_{i2}^{\circ} = Q_{i2}$. Gemäss Beziehung (8) wird der Einbauwinkel mit der Formel:

$$\varphi_{i+1,i}^{\circ} = \frac{\pi}{2} - \varphi_{i+1,1}^{\circ} + \varphi_{i2}^{\circ} + \alpha_i \beta_{i+1,i} \quad (10)$$

berechnet.

Wenn gewünscht wird, dass die Anfangsstellung der Antriebsgabel $F_{i+1,1}$ in der Ebene P_{i+1} liegt, also dass $\varphi_{i+1,1}^{\circ} = 0$, wird der Einbauwinkel

$$\varphi_{i+1,i}^{\circ} = \frac{\pi}{2} + \varphi_{i2}^{\circ} + \alpha_i \beta_{i+1,i} \quad (11)$$

und wenn $F_{i+1,1} \equiv Q_{i+1,1}$, was $\varphi_{i+1,1}^{\circ} = \pi/2$ bedeutet, resultiert der Einbauwinkel

$$\varphi_{i+1,i}^{\circ} = \varphi_{i2}^{\circ} + \alpha_i \beta_{i+1,i}. \quad (12)$$

War das vorherige Gelenk phasengleich ($F_{i1}^{\circ} \equiv P_i$, $F_{i2}^{\circ} \equiv Q_{i,2} \rightarrow \varphi_{i1}^{\circ} = 0, \varphi_{i2}^{\circ} = 0$), wird, für $\varphi_{i+1,1}^{\circ} = 0$, der Einbauwinkel

$$\varphi_{i+1,i}^{\circ} = \frac{\pi}{2} + \alpha_i \beta_{i+1,i} \quad (13)$$

und für $\varphi_{i+1,1}^{\circ} = \pi/2$,

$$\varphi_{i+1,i}^{\circ} = \alpha_i \beta_{i+1,i}. \quad (14)$$

War das vorherige Gelenk um $\pi/2$ phasenverschoben ($F_{i1}^{\circ} \equiv Q_{i1}$, $F_{i2}^{\circ} \equiv P_i \rightarrow \varphi_{i1}^{\circ} = \frac{\pi}{2}, \varphi_{i2}^{\circ} = \frac{\pi}{2}$), wird, für $\varphi_{i+1,1}^{\circ} = 0$, der Einbauwinkel

$$\varphi_{i+1,i}^{\circ} = \alpha_i \beta_{i+1,i} \quad (15)$$

und für $\varphi_{i+1,i}^{\circ} = \pi/2$;

$$\delta_{i+1,i} = \frac{\pi}{2} + \alpha_i \beta_{i+1,i} \quad (16)$$

5. Übertragungsfunktion

Das Getriebe aus Bild 1 hat folgende Übertragungsfunktion

[1], [2]:

$$\operatorname{tg}(\varphi_{i2}^\circ + \varphi_{i2}) = \frac{1}{\cos \alpha_i} \cdot \operatorname{tg}(\varphi_{i1}^\circ + \varphi_{i1}) ; \quad (17)$$

oder $\varphi_{i+1,1} = \varphi_{i2}$

$$\operatorname{tg}(\varphi_{i+1,2}^\circ + \varphi_{i+1,2}) = \frac{1}{\cos(\alpha_{i+1})} \cdot \operatorname{tg}(\varphi_{i+1,1}^\circ + \varphi_{i+1,1}) ;$$

$$\varphi_{i2} = \arctg \left[\frac{1}{\cos \alpha_i} \cdot \operatorname{tg}(\varphi_{i1}^\circ + \varphi_{i1}) \right] - \arctg \left[\frac{1}{\cos \alpha_i} \cdot \operatorname{tg}(\varphi_{i1}^\circ) \right] ; \quad (18)$$

$$\varphi_{i+1,1} = \varphi_{i2} ;$$

$$\varphi_{i+1,2} = \arctg \left[\frac{1}{\cos \alpha_{i+1}} \operatorname{tg}(\varphi_{i+1,1}^\circ + \varphi_{i+1,1}) \right] - \arctg \left[\frac{1}{\cos \alpha_{i+1}} \operatorname{tg}(\varphi_{i+1,1}^\circ) \right] .$$

Für $\varphi_{i1}^\circ = \varphi_{i+1,1}^\circ \neq 0$ oder $\pi/2$ ist der Wert des Asynchronfaktors

$$\lambda = \frac{\operatorname{tg}(\varphi_{i+1,2})}{\operatorname{tg}(\varphi_{i1})}$$

veränderlich über einen Zyklus ($\varphi_{i1} = 0 \dots \pi$) und kann den Wert eins nur augenblicklich erreichen. Wenn $\varphi_{i1}^\circ = 0 \rightarrow \varphi_{i2}^\circ = 0$,

$\varphi_{i+1,1}^\circ = 0 \rightarrow \varphi_{i+1,2}^\circ = 0$ und der Einbauwinkel

$$\delta_{i+1,i} = \frac{\pi}{2} + \alpha_i \beta_{i+1,i} \quad (19)$$

hat die Übertragungsfunktion die Form

$$\operatorname{tg} \varphi_{i2} = \frac{1}{\cos \alpha_i} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{i1} ; \quad (20)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{i+1,2} = \frac{1}{\cos \alpha_i} \operatorname{tg} \varphi_{i+1,1} .$$

Bei Berücksichtigung dass $\varphi_{i+1,1} = \varphi_{i2}$ ergibt sich

$$\operatorname{tg} \varphi_{i+1,2} = \frac{1}{\cos \alpha_i \cos \alpha_{i+1}} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{i1} . \quad (21)$$

Der Asynchronfaktor

$$\lambda = \frac{\operatorname{tg} \varphi_{i+1,2}}{\operatorname{tg} \varphi_{i1}} = \frac{1}{\cos \alpha_i \cos \alpha_{i+1}} \quad (22)$$

hat konstanten Wert (wenn die Kardanwellenkonfiguration unveränderlich ist, also $\alpha_i, \alpha_{i+1} = \text{konst.}$), der aber nicht eins sein kann.

Wenn $\varphi_{i1}^\circ = 0 \rightarrow \varphi_{i2}^\circ = 0$, $\varphi_{i+1,1} = \frac{\pi}{2} \rightarrow \varphi_{i+1,2} = \frac{\pi}{2}$ und der Einbauwinkel

$$\delta_{i+1,i} = \alpha_i \beta_{i+1,i} \quad (23)$$

hat die Übertragungsfunktion die Form [1], [2]:

$$\operatorname{tg} \varphi_{i2} = \frac{1}{\cos \alpha_i} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{i1} ; \quad (24)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{i+1,2} = \cos \alpha_{i+1} \operatorname{tg} \varphi_{i+1,1} ,$$

oder

$$\operatorname{tg} \varphi_{i+1,2} = \frac{\cos \alpha_{i+1}}{\cos \alpha_i} \operatorname{tg} \varphi_{i1} \quad (25)$$

Der Asynchronfaktor

$$\lambda = \frac{\operatorname{tg} \varphi_{i+1,2}}{\operatorname{tg} \varphi_{i1}} = \frac{\cos \alpha_{i+1}}{\cos \alpha_i} \quad (26)$$

hat konstanten Wert für $\alpha_i, \alpha_{i+1} = \text{konst.}$ und kann eins sein wenn $\alpha_i = \alpha_{i+1}$.

6. Schlussfolgerungen

Für ein Polykardangelenkgetriebe mit gegebener räumlicher Kardanwellenkonfiguration und mit gegebenen Einbauwinkeln wird in der Arbeit die Bestimmungsweise der anfänglichen Phasenverschiebungen der Gelenke, so dass das Schreiben der Übertragungsfunktion möglich ist, dargestellt.

Gleichfalls wird, in der Arbeit, für den Fall, wenn die Synthese eines Polykardangelenkgetriebes mit räumlicher Kardanwellenkonfiguration mit vorgegebener Übersetzungsfunktion gewünscht wird, die Bestimmungsweise der Einbauwinkel der Gabeln derselben Welle dargestellt. Wenn neben den berechneten Einbauwinkeln dem Getriebe entsprechende Winkel α_i verliehen werden, kann das Getriebe homokinetisch sein.

Schrifttum

- [1] DUDITA, FL. Transmisii cardanice. Editura tehnică, București 1966.
- [2] DUDITZA, FL. Kardangelenkgetriebe und ihre Anwendungen. V.D.I. Verlag, Düsseldorf, 1973.

SOUCA, N.

BESTIMMUNG DER ANFÄNGLICHEN PHASENVERSCHIEBUNGEN UND DER
EINBAUWINKEL DER RÄUMLICHEN POLYKARDANGELENKGETRIEBE

Zusammenfassung

Die Übertragungsfunktion eines Polykardangelenkes mit räumlicher Wellenkonfiguration hängt von den anfänglichen Phasenverschiebungen der Gelenke ab. In der Arbeit wird die Bestimmungsweise dieser Winkel für ein Getriebe gegebener Konfiguration, sowie die Berechnungsweise der Einbauwinkel der Gabeln derselben Welle, um Kardangelenkgetriebe mit vorgeschriebener Übertragungsfunktion zu erhalten, dargestellt.

DETERMINAREA UNGHIURILOR DE DEPAZARE INITIALA SI A UNGHIURILOR
DE MONTAJ LA TRANSMISIILE POLICARDANICE SPATIALE

Rezumat

Legea de transmitere a unei transmisii policardanice depinde de defazările inițiale ale articulațiilor. În lucrare se prezintă modul de determinare a acestor unghiuri pentru un mecanism de configurație dată precum și modul de calcul al unghiurilor de montaj ale furcilor de pe același arbore pentru a obține un mecanism cardanic cu funcție de transmitere impusă.

AUFTEILUNGSVERFAHREN FÜR DIE GESAMTÜBERSETZUNG AUF DIE

GETRIEBESTUFEN

Dr.ing. Serban Bobancu, Dozent an der Universität Braşov;
Dipl.ing. Ioan Daj-Fleţan, Assistent an der Universität Braşov;
Dipl.ing. Mihai Ciobanu, Oberassistent an der Universität Braşov.

1. Einführung. Grundbeziehungen

Ein theoretisch als n -stufig betrachtetes Getriebe hat die Übersetzung i als Funktion der Teilübersetzungen $i_1, i_2, \dots, i_j, \dots, i_n$ der Stufen $1, 2, \dots, n$, in der

Form

$$i = \prod_{j=1}^n i_j. \quad (1)$$

Bekanntlich sind die Übersetzungen nichtdimensionale Größen. Es sei die Einführung von Koeffizienten $k_j, j=1, 2, \dots, n$, die jede Stufenübersetzung i_j mit der Gesamtübersetzung i folgenderweise korrelieren soll

$$i_j = k_j \cdot i; \quad j=1, 2, \dots, n. \quad (2)$$

Aus (1) und (2) resultiert dann

$$\prod_{j=1}^n k_j = i^{1-n}. \quad (3)$$

Diese Koeffizienten können auf Grund jeder Reihe von gesamten und Teilübersetzungen, die den in der Fachliteratur gegebenen Aufteilungen der Übersetzungen auf die Getriebestufen entsprechen, berechnet werden, bzw.

$$k_j = \frac{i_j}{i}; \quad j=1, 2, \dots, n. \quad (4)$$

Der Vielfachheitsordnung der vielfachen Punkte einer ebenen Kurve [8] analogisch, könnten diese nichtdimensionalen Koeffizienten, k_j , als nichtdimensional II -ter Ordnung betrachtet werden, wenn die

Übersetzungen i_j als nichtdimensional I-ter Ordnung angenommen werden. Die Einführung dieser nichtdimensionalen Koeffizienten II-ter Ordnung erlaubt ein schelles, realistisches und bequemes vergleichendes Studium der in der Literatur angegebenen Modalitäten für die Aufteilung der Gesamtübersetzung auf die Getriebestufen wenn sie quantitativ als Funktionen von i ausgedrückt werden. Die Analyse der Reihen von nach (4) berechneten Werten für k_j für verschiedene Aufteilungsmodalitäten führt zur Erhaltung von Regressionsfunktionen:

$$k_j = f_j(i) ; j = 1, 2, \dots, n. \quad (5)$$

Damit die Regressionen richtig in den Berechnungen der Stufenübersetzungen angewendet werden, muss für jeden studierten Fall die Bedingung

$$100 \left| 1 - i^{n+1} \prod_1^n f_j(i) \right| \leq e ; j = 1, 2, \dots, n, \quad (6)$$

erfüllt werden, worin e die vorgeschriebene prozentliche Abweichung darstellt; im Durchschnitt kann $|e| = 3\%$ angenommen werden.

Zwischen k_j und i erweist sich dass eine enge nichtlineare Korrelation existiert; die Beziehungszahl ist $r_{k/i} \approx 1$ für alle studierten Fälle, was die Festlegung der funktionalen Abhängigkeit $k_j = f_j(i)$ in der Form $y = Ax^B$ bestätigt:

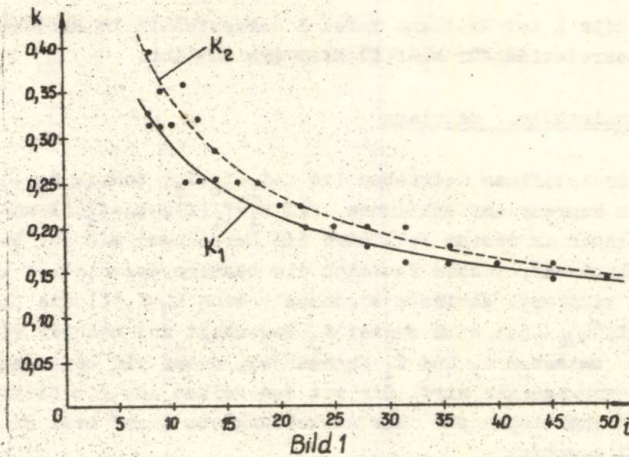
$$k_j = A_j i^{B_j} ; \quad (7)$$

die Form der Kurven kann in den Beispielen aus den Bildern 1 und 2 gesehen werden.

Was die Aufteilung von i auf die Getriebestufen betrifft, wird präzisiert dass die Anwendung des Verfahrens direkter und vorteilhafter ist wenn nur für die Gesamtübersetzung ein streng vorgeschriebener STAS-Wert angenommen wird und nicht auch für die Stufenübersetzungen i_j . Dennoch wurden die Regressionsfunktionen für alle Fälle nur mit normierten Werten für jede Stufe unter Einhaltung der Beziehung (6) bestimmt.

2. Zweistufige Getriebe

In diesem Fall $i = i_1 \cdot i_2$, $8 \leq i \leq 50$, wird von den Regressionen $k_1 = f_1(i)$ und $k_2 = f_2(i)$ diejenige in die Berechnung einbezogen, die die bessere Korrelation besitzt (also die grösste $r_{k/i}$), für jede Variante. Wenn z.B. $k_2 = f_2(i)$ die bessere Korrelation aufweist,



wird $i_2 = k_2 \cdot i$ berechnet während i_1 implizite aus $i = i_1 \cdot i_2$ resultiert.
 Für die betrachteten Fälle bezüglich der zweistufigen Getriebe
 sind die erhaltenen Funktionen $k_j = A_j \cdot i^{B_j}$, $i \in [8; 50]$ in Tafel 1
 angegeben.

Tafel 1

Lfd Nr.	Funktion (7)	Datenquelle aus der Literatur
1	$k_1 = 0,97426 \cdot i^{-0,50827}$	[1]
	$k_2 = 1,02429 \cdot i^{-0,49123}$	
2	$k_1 = 0,86646 \cdot i^{-0,45942}$	[1]
	$k_2 = 1,08392 \cdot i^{-0,52914}$	
3	$k_1 = 0,86646 \cdot i^{-0,45942}$	[6]
	$k_2 = 1,15517 \cdot i^{-0,54049}$	
4	$k_1 = 0,97426 \cdot i^{-0,50827}$	[6]
	$k_2 = 1,02428 \cdot i^{-0,49123}$	
5	$k_1 = 0,79999 \cdot i^{-0,33333}$	[3] (durchgezogene Linie)
	$k_2 = 1,24999 \cdot i^{-0,66666}$	
6	$k_1 = 0,67333 \cdot i^{-0,33333}$	[3] (gestrichelte Linie)
	$k_2 = 1,48513 \cdot i^{-0,66666}$	

Im Bild 1 ist Nr.1 aus Tafel 1 dargestellt; im Bild ist die bessere Korrelation für $k_2=f(i)$ klar ersichtlich.

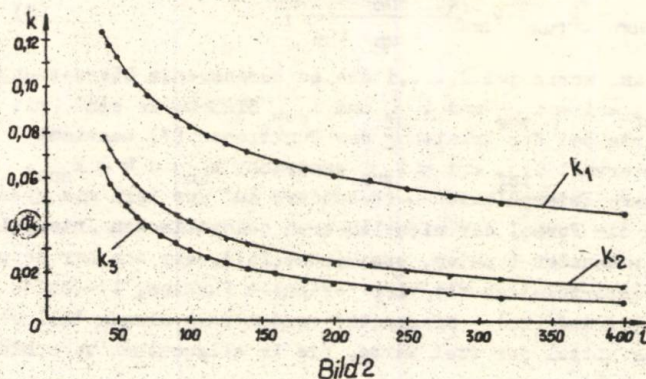
3. Dreistufige. Getriebe

Bei dreistufigen Getrieben ist $i=i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$; $40 \leq i \leq 400$. Die erhaltenen Regressionsfunktionen sind $k_1=f_1(i)$, $k_2=f_2(i)$ und $k_3=f_3(i)$. Auch in diesem Fall wird die Berechnung mit der Bestimmung des Verhältnisses, dessen Funktion die bessere Korrelation besitzt, für jede studierte Variante begonnen; wenn $k_3=f_3(i)$ die beste Bezugszahl, $\eta_{k/i}$, hat, wird zuerst i_3 berechnet und nachher dieselbe Priorität zwischen i_2 und i_1 angewendet, wobei wie bei zweistufigen Getrieben vorgegangen wird. Die mit den Reihen aus der Literatur erhaltenen Funktionen für die Aufteilung von i auf drei Stufen sind in Tafel 2 gegeben.

Tafel 2

Lfd Nr.	Funktion (7)	Datenquelle aus der Literatur
1	$k_1 = 0,59999 \cdot i^{-0,42857}$	[3] (durchgezogene Linie)
	$k_2 = 1,10000 \cdot i^{-0,71428}$	
	$k_3 = 1,51515 \cdot i^{-0,85714}$	
2	$k_2 = 0,43866 \cdot i^{-0,42857}$	[3] (gestrichelte Linie)
	$k_1 = 1,27885 \cdot i^{-0,71428}$	
	$k_2 = 1,78254 \cdot i^{-0,85714}$	
3	$k_1 = 0,22170 \cdot i^{-0,36990}$	[6]
	$k_2 = 1,54190 \cdot i^{-0,75924}$	
	$k_3 = 2,92048 \cdot i^{-0,87080}$	

Die Dependenz und die Form der Kurven sind von der gleichen Art wie im Fall von zwei Stufen mit dem Unterschied, dass bei den Funktionen aus Tafel 2 die Korrelation sehr gut für alle Stufen ist, bzw. $\eta_{k/i} \approx 1$ für alle analysierten Regressionen, was direkt am Beispiel aus Bild 2, in dem die den Daten von Nr.1 aus Tafel 2 entsprechenden Funktionen dargestellt wurden, bemerkt werden kann.



4. Berechnungsbeispiele

Als Berechnungsbeispiele werden die in den Bildern 1 und 2 dargestellten Fälle betrachtet.

Beispiel 1, Bild 1.

$$k_1 = 0,97426 \cdot i^{-0,50827} ; k_2 = 1,02429 \cdot i^{-0,49123}.$$

Es wird $i = 18$ (STAS-Wert) angenommen; es resultieren $k_1 \approx 0,22$; $k_2 \approx 0,25$. $k_2 = f_2(i)$ hat eine bessere Korrelation, als wird zuerst $i_2 = k_2 \cdot i \approx 4,5$ (SRAS-Wert) berechnet und dann direkt $i_1 = \frac{i}{i_2} = 4$; die maximale Berechnungsgenauigkeit für A_j, B_j, k_j, i_j kann 10^{-3} gewählt werden.

Beispiel 2, Bild 2

$$k_1 = 0,59999 \cdot i^{-0,42857} ; k_2 = 1,10000 \cdot i^{-0,71428} ; k_3 = 1,51515 \cdot i^{-0,85714}.$$

Es wird $i = 140$ (STAS-Wert) angenommen; es resultieren $k_1 = 0,072$, $k_2 = 0,032$, $k_3 = 0,021$. Da in dieser Variante $k_j = f(i)$ gleich gute Korrelation haben, werden jedwede zwei $i_j, j=1,2,3$, berechnet; z.B. $i_1 = k_1 \cdot i = 10,1$; $i_2 = k_2 \cdot i = 4,51$ wonach implizite $i_3 = \frac{i}{i_1 \cdot i_2} = 3,1$ resultiert; als STAS-Werte wurden $i_1 = 10$, $i_2 = 4,5$, $i_3 = 3,15$ mit $e \ll 3\%$ angenommen. Alle Daten die in einem vorgefundenen Literaturverzeichnis für Berechnungen dienen, können, derart bearbeitet, sehr bündig und in einträglichster Weise umfasst werden.

Die Applikation wird interessant für die Fälle wenn zu einem bestimmten Zweck andere Werte als STAS-Werte für die Übersetzungen angenommen werden. Wenn notwendig, wird bei Berechnungen zu Interpolationen gegriffen. Auf kleinen Intervallen kann die lineare Interpolation

$$k_j = k_{jsup} - (k_{jsup} - k_{jinf}) \frac{i_{sup} - i}{i_{sup} - i_{inf}}, \quad (8)$$

verwendet werden, worin $j=1,2,\dots,i$ die zu berechnende Übersetzung darstellt, $i_{inf} < i < i_{sup}$ und i_{inf} und i_{sup} STAS-Werte sind, mit denen die k -Werte bei der Erhaltung der Funktionen (7) bestimmt wurden; dem Intervall $i_{inf} < i < i_{sup}$ entspricht $k_{inf} < k < k_{sup}$.

Für genauere Interpolationen (besonders auf dem Teil mit grosser Krümmung) kann die Formel der nichtlinearen quadratischen Interpolation mit drei bekannten Punkten, bzw. 9 (oder 10), oder die der doppelquadratischen Interpolation mit vier bekannten Punkten, bzw. beide Gleichungen - (9) und (10) - eingesetzt werden; in diesem Fall wird zum Schluss das Mittel der zwei Werte, die im allgemeinen verschieden sind, angenommen [4].

$$k = k_l + \frac{i - i_l}{i_{l+1} - i_l} \left[\frac{k_{l+1} - k_l}{i_{l+1} - i_l} (i - i_{l+1}) - \frac{k_{l+1} - k_l}{i_{l+1} - i_l} (i - i_{l+1}) \right], \quad (9)$$

$$k = k_l + \frac{i - i_l}{i_{l+1} - i_{l+2}} \left[\frac{k_{l+1} - k_l}{i_{l+1} - i_l} (i - i_{l+2}) - \frac{k_{l+2} - k_l}{i_{l+2} - i_l} (i - i_{l+1}) \right]. \quad (10)$$

Die als bekannt betrachteten Punkte sind: (i_{l-1}, k_{l-1}) , (i_l, k_l) , (i_{l+1}, k_{l+1}) , (i_{l+2}, k_{l+2}) , wobei $i \in (i_{l-1}, i_{l+1})$ oder $i \in (i_l, i_{l+2})$, während für doppelquadratische Interpolation $i_{l-1} < i_l < i < i_{l+1} < i_{l+2}$.

5. Schlussbemerkungen

Die Einführung der Koeffizienten $k = f(i)$ und die Ermittlung der Funktionen $k_j = f_j(i)$ bieten eine neue Behandlungsart des gestellten Problems, erstens weil sie die Konzentrierung in ein einfaches und kurzgefasstes mathematisches Modell aller dem Erörtern dieses Problems notwendigen Informationen vermitteln. Ebenfalls ermöglicht dieses Berechnungsverfahren eine neue schnelle, einfache und wirkungsvolle vergleichende Untersuchung einer grossen Anzahl von in der Literatur angegebenen oder vorgeschlagenen Varianten für die Wahl der Getriebestufenübersetzungen. Es kann geschätzt werden dass durch diese Methode der Weg zu einer rechnergestützten Datenanalyse und zur Ermittlung von optimalen Grenzen für die Festsetzung der Stufenübersetzungen unter Berücksichtigung der, in der Fachliteratur angegebenen, Kriterien erleichtert.

Literaturverzeichnis

- [1] HOROVITZ, B. Reductoare și variatoare de turație. București, Editura tehnică, 1963.
- [2] CHISIU, AL. u.a. Organe de mașini, București, Editura didactică și pedagogică, 1981.
- [3] NIEMANN, G. Maschinenelemente. Band II. Getriebe, Berlin-Heidelberg, New-York, Springer Verlag, 1965.
- [4] TODORAN, I. Tratatul matematică a datelor experimentale, Funcții empirice. București, Editura Academiei R.S.R., 1976.
- [5] MARINESCU, C. u.a. Statistica, Concepte, principii, metode. București, Editura științifică și enciclopedică, 1976.
- [6] CERNIN, M. O. u.a. Rasčioti detalei mașin, Minsk, Višeišaja Skola, 1978.
- [7] JULA, A. Proiectarea angrenajelor. Universitatea din Brașov, 1984.
- [8] MURGULESCU, E., u.a. Geometrie Analitică și diferențială. București, Editura didactică și pedagogică, 1965.
- [9] BOBANCU, S. Notițe de curs de Organe de Mașini. Universitatea din Brașov, 1977.

BOBANCU, S., DAJ-FLETAN, I., CIOBANU, M.

PROCEDEU DE IMPARTIRE A RAPORTULUI TOTAL PE TREPTE LA

REDUCTOARE CILINDRICE

Rezumat

In lucrare se propune un procedeu de calcul la împărțirea raportului total pe trepte la reductoare pe baza prelucrării datelor din bibliografie. Noul procedeu face să poată fi cuprinse într-un formalism matematic foarte simplu și succint, o mulțime mare de date prelucrate. De asemenea, constituie un prim pas în modelarea problemei puse, în vederea unei analize pe calculator, pentru găsirea unor limite optime la stabilirea rapoartelor de transmitere pe treptele reductoarelor.

AUPTILUNGSVERFAHREN FÜR DIE GESAMTÜBERSETZUNG AUF DIE

GETRIEBESTUFEN

Zusammenfassung

In der Arbeit wird ein Berechnungsverfahren bei der Aufteilung der Gesamtübersetzung auf die Getriebestufen auf Grund der Verarbeitung von Daten aus der Literatur vorgeschlagen. Das neue Verfahren ermöglicht die Umfassung einer grossen Menge von bearbeiteten Daten in ein einfaches und kurzgefasstes Formelwerk. Ebenfalls stellt das Verfahren einen ersten Schritt in der Modellierung des gestellten Problems in Anbetracht einer rechnergestützten Analyse für die Ermittlung von optimalen Grenzen bei der Festsetzung der Getriebestufenübersetzungen dar.

BESTIMMUNG DER MAXIMALEN TRAGFÄHIGKEIT DER SCHRÄGSTIRNRÄDER
MIT AUSSENVERZÄHNUNG

Dr.Ing.Aurel Jula, Dozent an der Universität Braşov;
Dr.Ing.Emil Chişu, Dozent an der Universität Braşov;
Dr.Ing.Doru Velicu, Dozent an der Universität Braşov;
Dipl.Ing.Gheorghe Moldoveanu, Oberassistent an der Universität Braşov.

In der Arbeit wird auf Grund der ISO-Richtlinien für die Tragfähigkeitsberechnung von Zahnrädern [5] ein Bestimmungsverfahren des maximalen, von einem Schrägstirnradgetriebe mit Aussenverzahnung Übertragbaren Drehmoments dargestellt. Das vorgeschlagene Berechnungsverfahren beruht auf die Hauptbeanspruchungen der Zähne: Biegung und Flankenpressung.

Das vorgeschlagene Verfahren ist in der Tafel 1 dargestellt, während die wichtigsten Berechnungsetappen in einem, der Tafel folgenden, Flussdiagramm angegeben sind.

Die verwendeten und in Tafel 1 nicht erläuterten Bezeichnungen haben folgende Bedeutung: c_n^H - Bezugskopfspielfaktor im Normalschnitt; E - Elastizitätsmodul des Werkstoffs; h_{an}^H - Zahnkopfhöhenfaktor des Bezugsprofils im Normalschnitt; K_A - Anwendungsfaktor; $K_{F\alpha}$, $K_{H\alpha}$ - Stirnfaktoren: Fuss bzw. Flanke (berücksichtigen die Kraftverteilung auf mehrere gleichzeitig im Eingriff befindliche Zahnpaare); $K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$ - Breitenfaktoren: Fuss bzw. Flanke (berücksichtigen die Kraftverteilung über Zahnbreite); K_V - Dynamikfaktor; N_L - Anzahl der Lastwechsel; S_{Fmin} , S_{Hmin} - minimale Sicherheitsfaktoren für Fussbeanspruchung (gegen Bruch), bzw für Flankenpressung (gegen Grübchenbildung); Y_{Fa} - Formfaktor für Fussbeanspruchung; Y_N - Lebensdauerfaktor für Fussbeanspruchung; Y_R - Oberflächenfaktor der Fussausrundung für Fussbeanspruchung; Y_{Sa} - Spannungskorrekturfaktor für Biegespannungen am Zahnfuss; Y_X - Grössenfaktor für Fussbeanspruchung; Y_β - Schrägenfaktor für Fussbeanspruchung; Y_σ - relative Stützziffer für Kerbempfindlichkeit des Werkstoffs am Zahnfuss; Y_ε - Überdeckungsfaktor für Fussbeanspruchung; z_n - Ersatz-Zähnezahl; Z_E - Elastizitätsfaktor der Räderwerkstoffe; Z_H - Zonenfaktor; Z_L - Schmierstofffaktor; Z_N - Lebensdauerfaktor für Flankenpressung;

Tafel 1

BESTIMMUNGSVERFAHREN DES MAXIMALEN, VON SCHRÄGSTIRNRADGETRIEBEN MIT AUSSENVERZÄHNUNG ÜBERTRAGBAREN DREHMOMENTS			
Lfd. Nr.	Benennung des berechneten oder gewählten Parameters	Bezeichnung und Masseinheit	Berechnungsbeziehungen, Empfehlungen
0	1	2	3
1.	<u>AUSGANGSDATEN</u>		
	Ritzeldrehzahl	n_1 , U/min	
	Zähnezahlen und Zähnezahl- verhältnis	$z_1; z_2$ u	$u = z_2/z_1$
	gegebene Betriebsdauer	L_h , Stunden	
	Betriebsbedingungen	-	Antriebsquelle, angetriebene Maschine, Lastart und Stossgrösse
	Anzahl der Räder mit denen das Ritzel, bzw. das Rad kämmt	$\chi_1; \chi_2$	$\chi_{1,2} \geq 1$
	Bezugsprofil	α_n , Grad; $h_{an}^*; c_n^*; \rho_{an}$, mm	$\alpha = 20^\circ$; $h_{an}^* = 1$; $c_n^* = 0,25$; $\rho_{an} = 0,38 m_n$, gemäss STAS 821-82
	Werkstoffe der Räder	-	Bezeichnung, Wärmebehandlung, Härte
	Sehrigungswinkel	β , Grad	
	Normalmodul	m_n , mm	
	Achsabstand	a_w , mm	
	Zahnbreiten	$b_1; b_2$, mm	
	Profilverschiebungsfaktoren im Normalsehnitt	$x_{n1}; x_{n2}$	
	Teilkreisdurchmesser	$d_1; d_2$, mm	

Tafel 1 (Fortsetzung)

0	1	2	3
	Kopfkreisdurchmesser	$d_{a1}; d_{a2}, \text{mm}$	
	Genauigkeitsgrad der Getrieberäder	-	
	Rauhtiefe der aktiven Flanke und der Ausrundung	$R_{a1,2}, \mu\text{m}$	
	für die Schmierung der Zahnräder verwendetes Schmiermittel und dessen kinematische Viskosität	ν_{50}, cSt	
2.	BERECHNUNG DER GEOMETRISCHEN UND DER KINEMATISCHEN ELEMENTE		Es werden die restlichen geometrischen Elemente, die Überdeckungen $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta, \varepsilon_\gamma$ und $\varepsilon_{\alpha n}$ sowie die Umfangsgeschwindigkeit v bestimmt
3.	BEMESSUNG UND NACHWEIS		
3.1.	Kennwerte der Räderwerkstoffe	-	Bruchfestigkeiten $\sigma_{r1,2}$, Fließgrenzen $\sigma_{o21,2}$, Dauerfestigkeiten für Flankenbeanspruchung $\sigma_{H \lim 1,2}$ und für Zahnfußbeanspruchung $\sigma_{F \lim 1,2}$ [1,3,5]
3.2.	Räderbelastungsunabhängige Rechnungsfaktoren	-	$Z_\beta = f(\beta); Y_\beta = f(\beta, \varepsilon_\beta); Z_H = f(\beta_b, \alpha_{wt});$ $Y_{Fa} Y_{Sa} = f(Z_n, x_n); Z_n = \frac{Z}{\cos^2 \beta_b \cos \beta};$ $Z_\varepsilon, Y_\varepsilon = f(\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta); Z_E = f(E, \nu);$ $K_A = f(\text{Betriebsbedingungen})$ [1,3,5]
3.3.	Zulässige Spannungen	$\sigma_{HPl,2}; \sigma_{FPl,2}, \text{MPa}$	$\sigma_{HPl,2} = \frac{\sigma_{H \lim 1,2} Z_{N1,2}}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X;$

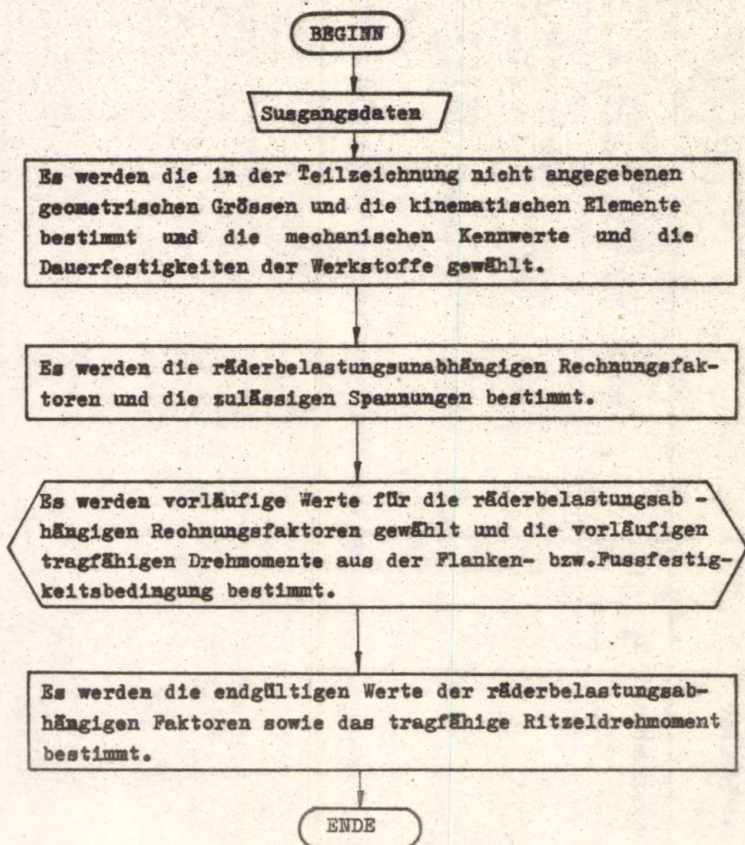
Tafel 1 (Fortsetzung)

0	1	2	3
			$\sigma_{FP1,2} = \frac{\sigma_{Flim1,2} Y_{N1,2}}{S_{Fmin}} Y_{\sigma1,2} Y_{R1,2} Y_{X1,2};$ $S_{Hmin} = 1,15$ und $S_{Fmin} = 1,25$, für die Ausfallwahrscheinlichkeit $\leq 1\%$ [1,3]; $Z_L = f(\sigma_H \text{ lim min. } \sqrt{50})$; $Z_R = f(\sigma_H \text{ lim min. Rauheit der aktiven Flanke, } a_w)$; $Y_R = f(\text{Werkstoff, Wärmebehandlung, Rauheit der Fussausrundung})$; $Z_V = f(\sigma_H \text{ lim min. })$; $Y_\sigma = f(\text{Werkstoff, Wärmebehandlung, } \sigma_{o2}, Y_{Sa})$; $Z_x = 1$; $Y_x = f(m_n)$; $Z_w = f(\text{Zahnflanken härten})$; $Z_N, Y_N = f(\text{Werkstoff, Wärmebehandlung, } H_L)$ [1,3,5]
3.4.	Vorläufige, räderbelastungsabhängige Rechnungsfaktoren		Es wird ein Wert aus dem weiter unten empfohlenen Intervall gewählt [1,3]: $K_V \text{ pr} = 1,1 \dots 1,2$; $K_H \beta \text{ pr} = 1,15 \dots 1,35$; $K_F \beta \text{ pr} = 1,2 \dots 1,45$; $K_{H\alpha \text{ pr}} = 1,15 \dots 1,4$; $K_{F\alpha \text{ pr}} = 1,25 \dots 1,45$
3.5.	Vorläufiges, tragfähiges Drehmoment, aus der Flanken- bzw. Fussfestigkeitsbedingung	$T_{1capH \text{ pr}}$ $T_{1capF \text{ pr}}$ N.mm	$T_{1capH \text{ pr}} = \frac{b a_w^2 \sigma_{HP}^2 u}{(u+1)^3} \frac{2}{K_A K_{Vpr} K_{H\beta \text{ pr}} K_{H\alpha \text{ pr}} (Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta)^2} \cdot \frac{\cos^2 \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t};$ $b = \min(b_1, b_2);$ $T_{1capF \text{ pr}} = \frac{a_w^2 \cos \beta}{Z_1 (u+1)^2} \frac{b \sigma_{FP}}{Y_{Fa} Y_{Sa}} \frac{2}{K_A K_{Vpr} K_{F\beta \text{ pr}} K_{F\alpha \text{ pr}} Y_\epsilon Y_\beta} \frac{\cos^2 \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t};$ $\frac{b \sigma_{FP}}{Y_{Fa} Y_{Sa}} = \min \left(\frac{b_1 \sigma_{FP1}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}; \frac{b_2 \sigma_{FP2}}{Y_{Fa2} Y_{Sa2}} \right)$

Tafel 1 (Fortsetzung)

0	1	2	3
3.6.	Räderbelastungsabhängige Rechnungsfaktoren	-	$K_V, K_{H\beta}, K_{F\beta}, K_{H\alpha}, K_{F\alpha} [1, 2, 3, 4, 5, 6]$
3.7.	Tragfähiges Ritzeldrehmo- ment	T_{1cap} N.mm	$T_{1capH} = T_{1capHpr} \frac{K_{Vpr} K_{H\beta pr} K_{H\alpha pr}}{K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}},$ $T_{1capF} = T_{1capFpr} \frac{K_{Vpr} K_{F\beta pr} K_{F\alpha pr}}{K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}},$ $T_{1cap} = \min (T_{1capH}, T_{1capF})$

FLUSSDIAGRAMM FÜR DIE BESTIMMUNG DES TRAGFÄHIGEN DREHMOMENTS
DER SCHRÄGSTIRNRADGETRIEBE MIT AUSSENVERZÄHNUNG



Z_R - Rauheitsfaktor für Flankenpressung; Z_V - Geschwindigkeitsfaktor für Flankenpressung; Z_W - Aufhärtungsfaktor; Z_X - Grössenfaktor für Flankenpressung; Z_β - Schrägenfaktor für Flankenpressung; Z_ξ - Überdeckungsfaktor für Flankenpressung; α_n, α_t - Normal-, bzw. Stirnein-griffswinkel am Teilzylinder; α_{wt} - Stirneingriffswinkel am Wälz - zylinder; β_b - Schrägungswinkel am Grundkreis; $\xi_\alpha, \xi_\beta, \xi_\gamma$ - Profil-, Sprung-, bzw. Gesamtüberdeckung; $\xi_{\alpha m}$ - Überdeckung des Ersatzge - triebes; ν - Poisson - Konstante; ν_{50} - Kinematische Viskosität des Oles bei 50°C; ρ_{an} - Fussrundungsradius des Bezugsprofils im Nor - malschnitt.

Die Bestimmung des grössten, von einem existierenden Getriebe übertragbaren Drehmoments ist von Interesse, wenn die Einsetzung von existierenden Zahnradgetrieben bei höheren Belastungen gewünscht wird.

Schrifttum

- [1] Jula, A. S. a. Proiectarea angrenajelor. Universitatea din Bragov, 1983.
- [2] Titovici, I. S., Kanonik, I. V., Vavulov, V. A. Transmissii avtomobilei. Minsk, Nauka i tehnika, 1979.
- [3] Angrenaje cilindrice cu dantură în evolveră. Calculul de rezisten-
ță (proiect de standard), 1984.
- [4] DIN 3990 - 1970. Tragfähigkeitberechnung von Stirn und Kegelrädern.
- [5] DIN 3990 - 1980. Grundlagen für die Tragfähigkeitberechnung von
Gerad - und Schrägstirnrädern.
- [6] GOST 21354 - 1975. Peredacii zubciatije tšilindricieskie evolvertie.
Rasciot na procinost.

JULA, A., CHISU, E., VELIGU, D., MOLDOVEAN, GH.

STABILIREA CAPACITATII MAXIME DE INCARCARE A ANGINAJELOR
CILINDRICE EXTERIOARE CU DANTURA INCLINATA

Rezumat

In lucrare se propune o metodică de determinare a momentului de torsiune maxim, pe care îl poate transmite un angrenaj cilindric exterior cu dantură înclinată, existent. Metodica propusă este prezentată tabelar, iar utilizarea tabelului este ilustrată printr-o organigramă logică.

BESTIMMUNG DER MAXIMALEN TRAGFÄHIGKEIT DER SCHRÄGSTIRNRÄDER
MIT AUSSENVERZÄHNUNG

Zusammenfassung

In der Arbeit wird ein Bestimmungsverfahren des maximalen, von einem existierenden Schrägstirnrädergetriebe mit Aussenverzahnung übertragbaren Drehmoments vorgeschlagen. Das Verfahren ist in Tafelform dargestellt, während die Anwendung der Tafel durch ein Flussdiagramm veranschaulicht wird.

L'ETUDE DE L'INFLUENCE DE L'ANGLE D'INCLINAISON SUR LES
PERFORMANCES FONCTIONNELLES DE CERTAINS CALODUCS GRAVI-
TATIONNELS SANS STRUCTURE CAPILLAIRE À L'ACÉTONE ET AU
FREON

Dumitru Petcu, Ingénieur, docteur ès sciences, lecteur à
l'Université de Braşov;

Victor Hoffmann, Ingénieur, docteur ès sciences, professeur à
l'Université de Braşov;

Virgil Ungureanu, Ingénieur, assistant à l'Université de Braşov.

1. Présentation du banc d'essai et de la méthode de détermi-
nation de la performance fonctionnelle en fonction de
l'angle d'inclinaison du caloduc

Le caloduc est monté en deux échangeurs de chaleur, l'un pour la zone de vaporisation, l'autre pour la zone de condensation, les deux montés sur un cadre - support qui peut tourner autour d'un axe entre les positions horizontale et verticale.

L'essai du caloduc s'effectue en système eau-eau, l'espace annulaire conservé entre le caloduc et la chemise des échangeurs étant équipé, d'une spirale en fil métallique au but d'aider le lavage hélicoidal du caloduc par le courant d'eau.

La mesure de la température des agents thermiques s'est effectuée au moyen de thermomètres de précision au mercure pourvus de divisions de $0,1^{\circ}\text{C}$. Les thermomètres ont été montés avec les réservoirs de mercure directement dans le fluide respectif. La mesure de la température de la paroi du caloduc au milieu de la zone adiabatique s'est faite au moyen d'un couple thermo-électrique cuivre - constantan, la tension électromotrice étant lue avec une précision de $0,1^{\circ}\text{C}$ à l'aide d'un millivoltmètre à spot. La mesure du débit massique s'est effectuée par le chronométrage du temps de remplissage d'un volume déterminé.

Dans les calculs et dans la présentation graphique des résultats expérimentaux on s'est servi des notations suivantes;

- Q - le flux de chaleur transféré par le caloduc parfois appelé aussi performance fonctionnelle;
- t_1 - la température de la source de chaleur;

- t_1^I - la température de l'agent chauffant à l'entrée dans la zone de vaporisation;
 t_1^{II} - la température de l'agent à la sortie de la zone de vaporisation ;
 t_2 - la température du consommateur de chaleur;
 t_2^I - la température de refroidissement à l'entrée dans la zone de condensation;
 t_2^{II} - la température de l'agent de refroidissement à la sortie de la zone de condensation;
 Δt - la différence de température;
 α - l'angle d'inclinaison du caloduc par rapport à l'horizontale;
 $\dot{m}_2$ - le débit massique d'agent thermique de refroidissement;
 c - la chaleur massique spécifique de l'eau.

Le flux de chaleur transporté par le caloduc est considéré être égal à celui repris par l'eau de refroidissement:

$$\dot{Q} = \dot{m}_2 c (t_2^{II} - t_2^I) \quad [W] \quad (1)$$

Par régime de fonctionnement on comprend le fonctionnement du caloduc à une certaine différence de température Δt où:

$$\Delta t = t_1 - t_2 \quad [^\circ C] \quad (2)$$

et:

$$t_1 = \frac{t_1^I + t_1^{II}}{2} \quad ^\circ C \quad ; \quad (3)$$

$$t_2 = \frac{t_2^I + t_2^{II}}{2} \quad ^\circ C \quad . \quad (4)$$

On définit comme performance fonctionnelle la variation du transfert maximal de chaleur avec la différence de température Δt , celui-ci étant le principal paramètre qui fait activer le processus de transfert thermique.

2. Présentation des résultats expérimentaux obtenus par l'essai du caloduc à l'acétone

On s'est servi d'un caloduc de tube en laiton de diamètre 32 x 1 mm, ayant les caractéristiques suivantes : longueur totale 2100 mm, longueur de la zone de vaporisation 960 mm, longueur de la zone de condensation 930 mm, quantité d'acétone 135 cm³. Le laiton a été utilisé uniquement pour les expériences de laboratoire, l'aluminium devra le remplacer lors de la fabrication industrielle.

Afin d'étudier l'influence de l'angle d'inclinaison sur les performances fonctionnelles on a effectué des mesurages pour les angles de 0° ; 5° ; 10° ; 20° ; 40° ; 60° ; 80° et 90° par rapport à l'horizontale. Les différents régimes de fonctionnement ont été obtenus en faisant varier la température t_1 de 10 en 10°C entre 30 et 90°C . La vitesse de l'eau froide au condensateur était $0,6$ m/s.

Dans la figure 1 on a représenté les performances fonctionnelles du caloduc à l'acétone à des angles d'inclinaison divers. Il est à remarquer que le caloduc réalise le transfert de chaleur maximal à un angle d'inclinaison de 40° par rapport à l'horizontale. On peut également constater l'augmentation importante du transfert maximal de chaleur avec la différence de température.

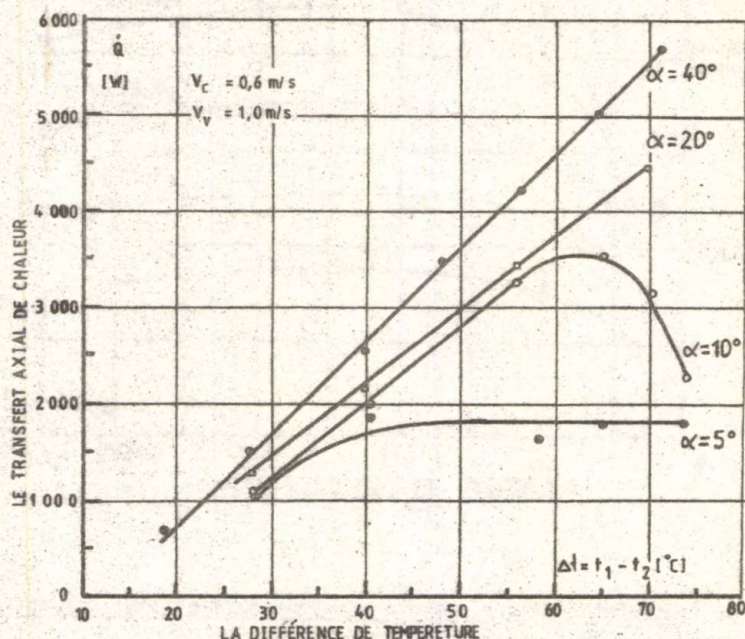


Fig.1

Dans la figure 2 on représente graphiquement l'influence de l'angle d'inclinaison sur le transfert maximal de chaleur pour diverses différences de température Δt , graphique obtenu à l'aide de la performance fonctionnelle. On observe que la performance maximale s'obtient à un angle d'inclinaison de 40° , quelque soit le

régime thermique de fonctionnement. On constate également que pour des différences de température plus élevées l'influence de l'angle d'inclinaison sur le transfert de chaleur est plus grand de sorte que le recours à des angles au - dessous de 20° entraîne une diminution très importante de la performance fonctionnelle. En modifiant l'angle d'inclinaison on peut obtenir un réglage du flux de chaleur transmis par le caloduc.

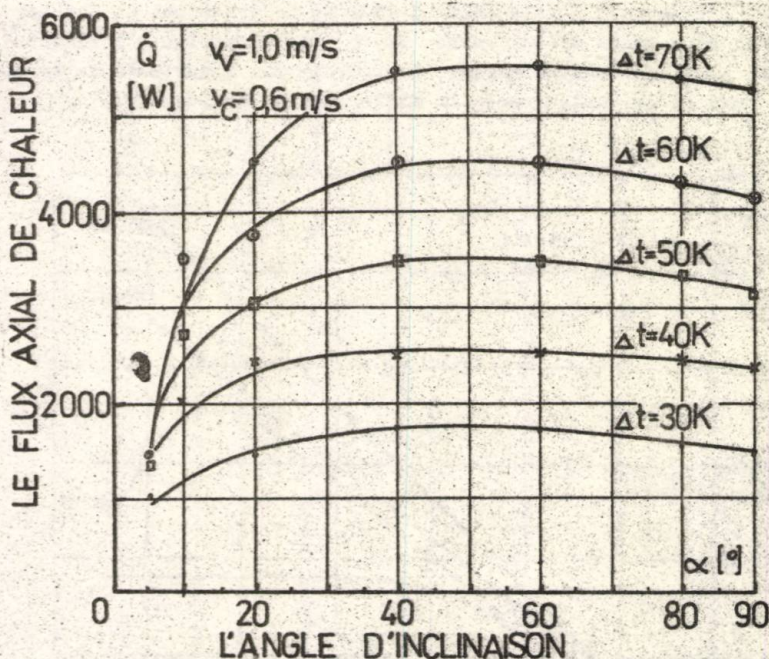


Fig.2

3. Présentation des résultats expérimentaux obtenus par suite des essais du caloduc au fréon

Le caloduc testé avait une longueur de 2100 mm; longueur de la zone de vaporisation est 960 mm, longueur de la zone de condensation est 930 mm. On s'est servi de tube en laiton de 32 x 2,5 de diamètre, matériau avec lequel le fréon est compatible. Le volume de fluide du caloduc a été de 178 cm^3 , soit une masse de 237 g.

La vitesse de l'eau au vaporisateur était de 0,3 m/s et au condensateur de 0,19 m/s.

Dans la figure 3 est présentée la variation du flux axial de chaleur du caloduc en fonction de l'angle d'inclinaison pour diverses différences de température Δt .

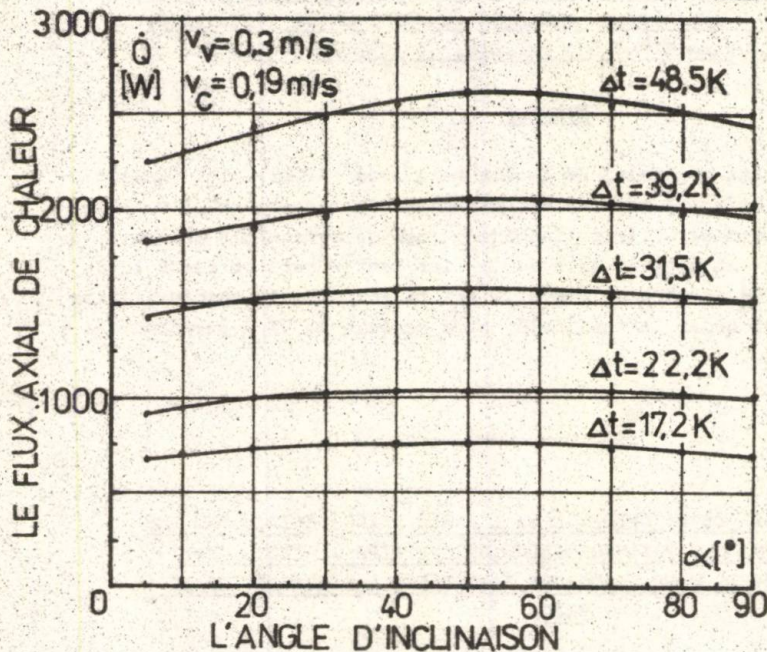


Fig.3

Tout comme pour le caloduc à l'acétone, on remarque l'influence plus grande par l'angle d'inclinaison sur le transfert de chaleur du caloduc avec la hausse de la différence de température Δt . L'angle d'inclinaison optimal pour les caloducs à fréon 12 est cependant de 60° . Au cas où apparaissent des raisons bien fondées (liées d'habitude à la réalisation optimale du montage), qui justifient la diminution de la performance de jusqu'à 5%, on peut avoir recours à tout angle compris entre 40° et 60° et même au montage vertical dont la performance fonctionnelle est encore plus réduite.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] DUNN, P.D., REAY, D.A. Heat pipes, Pergamon, Press, 1978.
- [2] FETCU, D., BILEGAN, C., Utilisation des caloducs dans les systèmes de récupération de la chaleur. Chaud, Froid, Plomberie, 1980.

PETCU, D., HOFFMANN, V., UNGUREANU, V.

STUDIUL INFLUENȚEI UNGHIIULUI DE INCLINARE ASUPRA PERFOR-
MANTELOR FUNCȚIONALE ALE UNOR TUBURI TERMICE GRAVITATIO-
NALE FARA STRUCTURA CAPILARA CU ACETONA SI FREON

Rezumat

Influența unghiului de inclinare asupra performanței funcționale este cu atât mai mare cu cât diferența de temperatură Δt este mai mare. Unghiul optim de inclinare față de orizontală pentru tuburile termice cu acetonă este de 40° iar pentru cele cu freon 12 de 60° . Tuburile termice cu freon 12 pot fi folosite la unghiuri între 40° și 60° și chiar la verticală, cu o scădere de 5% a performanței funcționale.

L'ÉTUDE DE L'INFLUENCE DE L'ANGLE D'INCLINAISON SUR LES
PERFORMANCES FONCTIONNELLES DE CERTAINS CALODUCS GRAVI-
TATIONNELS SANS STRUCTURE CAPILLAIRE À L'ACÉTONE ET AU

FRÉON

Resumé

L'influence de l'angle d'inclinaison sur la performance fonctionnelle est d'autant plus grande que la différence de température Δt est plus importante. L'angle optimal d'inclinaison par rapport à l'horizontale pour les caloducs à l'acétone est de 40° , tandis que pour ceux au fréon 12 est de 60° . Les caloducs au fréon 12 peuvent être utilisés à des angles compris entre 40° et 60° et même à la verticale avec une diminution de 5 % de la performance fonctionnelle.

POSSIBILITÉS D'EMPLOI DES CALODUCS À ACÉTONE À LA FABRICATION
DES RÉCUPÉRATEURS DE CHALEUR

Dumitru Fetcu, Ingénieur, docteur ès sciences, lecteur à
l'Université de Braşov;

Victor Hoffmann, Ingénieur, docteur ès sciences, professeur à
l'Université de Braşov;

Virgil Ungureanu, Ingénieur, assistant à l'Université de Braşov.

Les recherches menées afin de comparer les récupérateurs classiques avec ceux qui sont munis de caloducs ont abouti à la constatation que les systèmes de récupération gaz-gaz sont l'application la plus avantageuse des récupérateurs à caloducs. Dans ce cas, les tubes dont ont construit les caloducs doivent être aillés à l'extérieur, les plus efficaces étant ceux dont l'ailette est travaillée de la paroi même du tube. Ce type de tubes est fabriqué à l'I.M.U.C. Bucarest, mais seulement en aluminium, matériau compatible avec l'acétone.

À présent on fabrique deux types de tubes à ailettes intégrées en aluminium : type 1, $d_1 = 19$ mm, $d_2 = 23$ mm, $d_3 = 40$ mm, type 2, $d_1 = 38$ mm, $d_2 = 42$ mm, $d_3 = 62$ mm (fig.1).

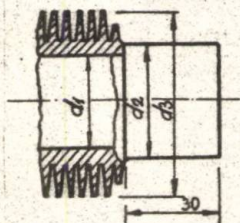


Fig.1

La température des sources de chaleur résiduelles gazeuses à laquelle peuvent être utilisés les caloducs à acétone est étroitement liée à la température de fonctionnement du caloduc donc à la pression correspondante du fluide de travail. La pression absolue de vaporisation à la température de 150°C est de 12 bar, présentant une sûreté en exploitation suffisante pour les types de tubes mentionnés plus haut. Les tests d'endurance auxquels ont été soumis les caloducs fonctionnant à 80°C et à 150°C n'ont pas révélé des différences significatives concernant l'apparition des gaz non - condensables.

Les caloducs fabriqués de tube du type 1 ayant les caractéristiques suivantes : longueur totale - 2100 mm, longueur de la zone de vaporisation - 1000 mm, longueur de la zone de condensation 1000 mm,

ont pu être testés sur un banc d'essai, le vaporisateur étant chauffé à l'air chaud à température réglable, pendant que le condensateur était refroidi à l'air.

L'essai du caloduc décrit plus haut a été effectué à des températures de l'air chaud de 60 à 200°C. La température de l'air froid à l'entrée dans la zone de condensation a varié entre 27,5 et 30°C. Les courbes de performance fonctionnelle du caloduc sont présentées dans la figure 2.

Pour la mesure du débit d'air on a utilisé une sonde de pression totale.

L'essai du caloduc a été effectué pour deux vitesses de l'air froid baignant la zone de condensation: 8 m/s et 13 m/s. On remarque la grande influence eue par la vitesse d'écoulement sur le transfert maximal de chaleur.

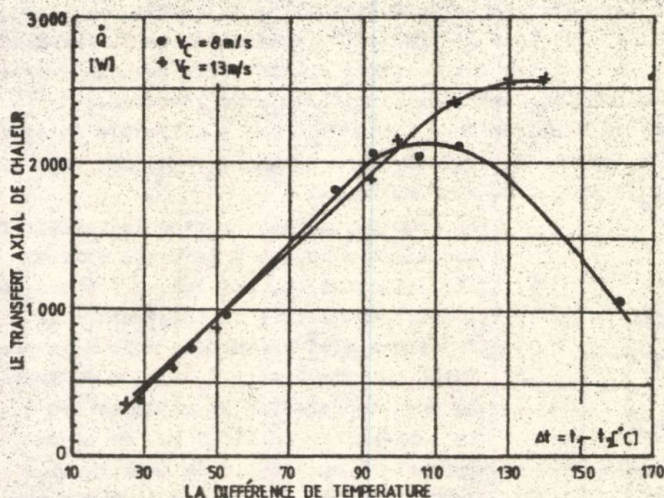


Fig.2

Afin d'observer comment la température de fonctionnement du caloduc limite son domaine d'application, considérons qu'on dispose d'une source résiduelle gazeuse à la température $t_1' = 150^\circ\text{C}$ et qu'on désire préparer de l'air chaud technologique à la température $t_2' = 70^\circ\text{C}$. Supposons que la température de l'air à l'entrée dans le récupérateur à caloducs est $t_2' = 20^\circ\text{C}$. En connaissant le débit de la source résiduelle et le débit d'air technologique nécessaire, on calcule la température, des gaz résiduels à la sortie de l'échangeur de

chaleur, t_1^H , en utilisant l'équation de bilan thermique. Supposons que $t_1^H = 80^\circ\text{C}$ et que l'on adopte le schéma de circulation en équicourant des agents thermiques (fig.3). La différence de température

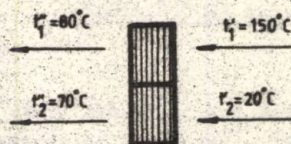


Fig.3

à laquelle fonctionneront les tubes de la première rangée (l'ordre des rangées est considéré dans le sens de circulation de l'agent thermique primaire) sera $\Delta t = 150 - 20 = 130^\circ$. Dans la figure 2 on peut voir que les caloducs de la première rangée se bloqueront. Par ailleurs, la différence de température à laquelle fonctionneront les caloducs de la dernière

rangée sera : $\Delta t = 80 - 70 = 10^\circ$, chaque caloduc transférant un flux de chaleur très faible.



Fig.4

Supposons que l'on adopte le schéma de circulation en contre-courant des agents thermiques (fig.4). Les caloducs seront chargés de façon plus équilibrée, les différences de température à laquelle fonctionneront étant, respectivement, de $t_1^H - t_2^N = 150 - 70 = 80^\circ$, $t_1^H - t_2^H = 80 - 20 = 60^\circ$; ils transporteront donc un flux axial de chaleur entre 1800 et 1300 W par tube.

On remarque que l'adoption du schéma de circulation en contre-courant est

beaucoup plus avantageuse. Le seul inconvénient qui puisse intervenir pourrait être la température de fonctionnement plus élevée des caloducs de la première rangée. Considérons toujours le schéma d'écoulement en contre-courant et supposons que l'on souhaite de faire réduire t_1^H et de faire augmenter t_2^H . Il sera nécessaire d'ajouter des rangées de caloducs qui fonctionneront à des différences de température Δt moindres, donc de façon moins efficace. Il en résulte que la température à laquelle est utilisée la chaleur récupérée de la source résiduelle peut être établie pour chacun des cas, par un calcul économique.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] DYNATHERM CORP, Baltimore, Md. 21204, USA, Heat pipes heat exchangers prospectus, 1971-1980.
- [2] MARUBENT AMERICA CORP, Heat pipes heat exchangers prospectus, heat pipes heat exchangers applications, 1979-1980.

PETCU, D., HOFFMANN, V., UNGUREANU, V.

POSSIBILITATI DE FOLOSIRE A TUBURILOR TERMICE CU ACETONA
LA FABRICAREA SCHIMBATOARELOR DE CALDURA RECUPERATOARE

Rezumat

Utilizarea tuburilor termice cu acetonă fabricate din țevă de aluminiu cu aripioare integrate tip IMUC - București la construirea schimbătoarelor de căldură se dovedește posibilă pentru recuperarea căldurii din surse reziduale gazoase a căror temperatură nu depășește 150°C . Schemade curgere optimă a agenților termici este în contracurent.

POSSIBILITÉS D'EMPLOI DES CALODUCS À ACÉTONE À LA
FABRICATION DES RÉCUPÉRATEURS DE CHALEUR

Résumé

L'emploi des caloducs à acétone fabriqués de tubes d'aluminium à ailettes intégrées du type IMUC Bucarest à la construction des échangeurs de chaleur s'avère être possible pour la récupération de la chaleur de sources résiduelles gazeuses dont la température ne dépasse pas 150°C . Le schéma d'écoulement optimal des agents est en contre courant.

SUR CERTAINS ASPECTS DE L'EMPLOI DE L'EAU EN TANT QUE
FLUIDE DE TRAVAIL DANS LES CALODUCS EN ACIER AU CARBONE

Dumitru Fetcu, Ingénieur, docteur ès sciences, lecteur à
l'Université de Braşov ;

Victor Hoffmann, Ingénieur, docteur ès sciences, professeur à
l'Université de Braşov ;

Virgil Ungureanu, Ingénieur, assistant à l'Université de
Braşov .

1. Introduction

Parmi tous les fluides étudiés comme milieu de travail pour les caloducs gravitationnels sans structure capillaire, l'eau est le meilleur, grâce à ses propriétés remarquables. Ainsi, le facteur de performance de l'eau (puissance transférée par unité de surface) est entre 100 et 500 GW/m² [1] et la pression des vapeurs est moindre que dans le cas du méthanol ou de l'acétone.

Le principal inconvénient de l'eau consiste dans sa compatibilité exclusive avec le cuivre, matériau cher et déficitaire. Des chercheurs étrangers ont effectué divers essais expérimentaux sur des caloducs à l'eau fabriqués de tubes en acier au carbone ou acier inoxydable. Les résultats concernant la compatibilité sont très contradictoires et peu édifiants.

2. Performances fonctionnelles d'un caloduc à l'eau fabriqué
de tubes en acier au carbone

Les phénomènes d'incompatibilité de l'eau avec le tube en acier au carbone se manifestent, en premier lieu, par l'apparition de gaz non condensables (notamment hydrogène). L'hydrogène résulte de la réaction : $\text{Fe} + 2 \text{H}_2\text{O} = \text{Fe}(\text{OH})_2 + \text{H}_2$. Le dégagement d'hydrogène s'est produit assez lentement.

Le caloduc a pu être testé dès sa fabrication.

Le caloduc a eu les caractéristiques suivantes : diamètre du tube 32 x 2 mm, longueur de la zone de vaporisation - 960, longueur de la zone de condensation - 930 mm, quantité de fluide introduit - 110 cm³.

L'essai du caloduc s'est effectué en système eau-eau, la variation du transfert axial de chaleur avec la différence de température étant présentée dans la figure 1.

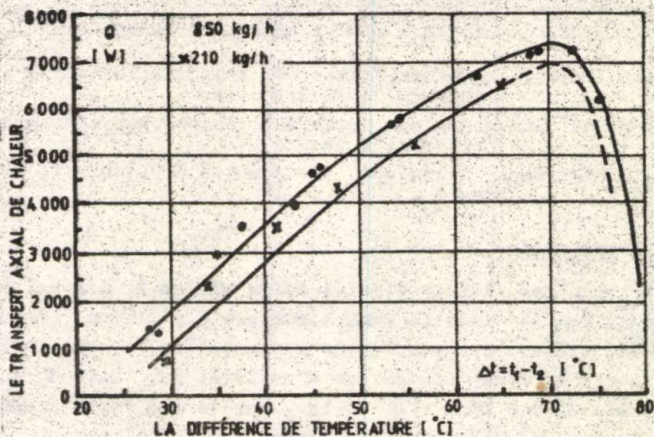


Fig.1.

3. Recherches expérimentales concernant le dégagement de l'hydrogène dans les caloducs à l'eau fabriqués de tubes en acier au carbone

Pour les essais on a construit un caloduc à l'eau en acier au carbone ayant les caractéristiques suivantes : diamètre 32×2 , longueur totale 2200 mm, quantité d'eau utilisée : 190 cm^3 . Le caloduc a été monté dans un banc d'essai et chauffé sur une zone de 900 mm à l'eau à 80°C à partir d'un thermostat.

Le refroidissement du caloduc a eu lieu en partie par convection naturelle dans le milieu environnant, en partie à l'aide d'un petit réfrigérateur à l'eau pour faire activer les phénomènes de vaporisation - condensation.

L'évolution du dégagement des gaz non - condensables a été suivie en étudiant la variation par la progression du temps de la température de la paroi extérieure du caloduc sur toute la longueur de la zone de condensation. Les mesurages se sont effectués au moyen d'un couple thermo-électrique cuivre - constantan monté successivement en 19 points sur la paroi de la zone de condensation comme dans la figure 2.

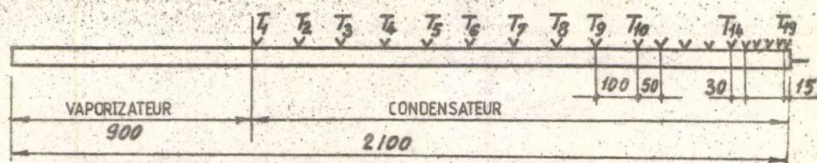


Fig. 2

La variation de la température de la paroi du caloduc le long de la zone de condensation peut être suivie dans la figure 3.

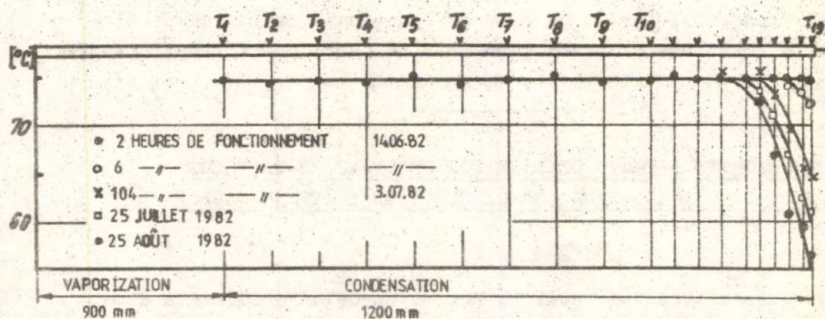


Fig. 3

Le premier profil de température s'est effectué le 14 juin 1982, deux heures après la fabrication du caloduc. Le caloduc peut être considéré isotherme puisque la température de la zone de condensation tout entière est de $74,5^{\circ}\text{C}$. Au bout de six heures de fonctionnement on remarque déjà l'apparition d'une petite poche de gaz non condensables dont l'effet est une chute de température à l'extrémité du caloduc, cette chute progressant après 104 heures de fonctionnement. Par la suite, le caloduc a été mis en fonction seulement lors des essais, après, respectivement, 41 et 72 jours après sa fabrication.

On constate que le phénomène de génération des gaz non condensables a lieu même alors que le caloduc n'est pas en fonctionnement.

On peut considérer que le caloduc n'a plus fonctionné pendant les derniers essais.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] DYNATHERM CORP., Heat pipe design handbook, Contract No. NAS 9 - 11927, Aug. 1972.

FETCU, D., HOFFMANN, V., UNGUREANU, V.

ASPECTE ALE FOLOSIRII APEI CA FLUID DE LUCRU IN TUBURILE
TERMICE DIN OTEL CARBON

Rezumat

Testele făcute la câteva ore de la fabricarea unui tub termic cu apă, construit din țevă de oțel carbon au dovedit un foarte bun transfer axial de căldură de până la 7 kW/tub. Generarea gazelor necondensabile a fost pusă în evidență prin trasarea profilului de temperaturi în lungul zonei de condensare la diferite intervale de timp de la fabricarea tubului termic. Se constată generarea gazelor chiar și când tubul termic nu este în funcțiune, astfel încît 41 zile de la fabricare se poate considera că tubul numai funcționează.

SUR CERTAINS ASPECTS DE L'EMPLOI DE L'EAU EN TANT QUE
FLUIDE DE TRAVAIL DANS LES CALODUCS EN ACIER AU CARBONE

Resumé

Les essais effectués quelque heures après la fabrication d'un caloduc à l'eau, construit de tubes en acier au carbone ont révélé un très bon transfert axial de chaleur jusqu'à 7kW/caloduc. La production des gaz non condensables a été mise en évidence en traçant le profil des températures le long de la zone de condensation à divers intervalles de temps considérés à partir de la fabrication du caloduc. On constate un dégagement de gaz même lorsque le caloduc n'est pas en fonction ; aussi peut-on estimer que 41 jours après sa fabrication le caloduc ne fonctionne plus.

APPRECIATION COMPARATIVE DES RADIATEURS DE VEHICULES
AUTOMOBILES

Ing. I. Boian , chargé de cours, Université de Braşov ;
Dr. ing. V. Hoffmann, professeur universitaire émérite, Université de Braşov ;
Dr. ing. E. Schnabel, ingénieur en chef à l'Entreprise de radiateurs de Braşov ;
Ing. E. Dănilă , constructeur en chef à l'Entreprise de radiateurs de Braşov .

1. Introduction

Les conditions de fonctionnement variées, le grand nombre de firmes constructrices de radiateurs, ainsi que l'évolution technique ont abouti à la grande diversité de ces produits. Dans cette situation, la sélection des solutions constructives qui présentent des avantages fonctionnels, technologiques et économiques s'impose. Ce n'est qu'en s'appuyant sur des critères comparatifs de performance qu'il est possible d'établir une rigoureuse hiérarchie des valeurs de ces produits.

2. Critères employés dans l'appréciation comparative des radiateurs

Les essais classiques de radiateurs établissent la dépendance du coefficient global de transmission de la chaleur de la vitesse de l'air, respectivement, de l'eau, ainsi que les chutes de pression de l'air et de l'eau, en fonction des vitesses des deux agents susmentionnés. La réunion de ces deux types de caractéristiques a été faite sous de différentes formes.

a) Ainsi, on représente la variation du coefficient global de transmission de la chaleur en régime stationnaire k_{stat} , en fonction de la puissance consommée par unité de surface, afin de vaincre les résistances, E_{stat} [1]:

$$k_{stat} = \frac{c_p \cdot \eta}{Pr^{2/3}} \cdot \frac{1}{Dech} (St \cdot Pr)^{2/3} Re ; \quad (1)$$

$$E_{stat} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\eta^3}{\rho^2} \left(\frac{1}{Dech} \right)^3 c_f Re^3 . \quad (2)$$

La représentation de ces dépendances (fig.1) permet de comparer les radiateurs; à l'allure des courbes, on remarque la grande différence entre les résistances aérodynamiques des différents types de surfaces, pour une certaine valeur du coefficient de transmission de la chaleur. Il résulte de la figure 1 la nécessité d'obtenir des surfaces d'échange thermique placées au haut du diagramme.

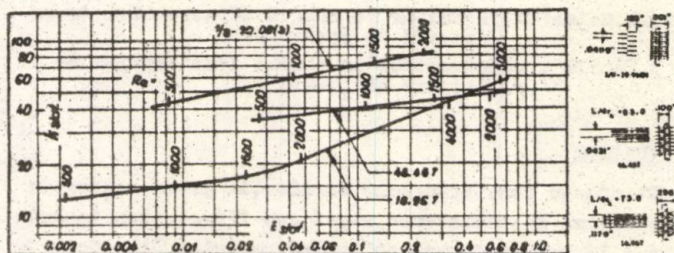


Fig.1

b) L'efficacité de l'échangeur de chaleur introduit par Glaser [2]

$$\epsilon = \frac{\phi}{\Delta t_m P_{air}} = \frac{k S_{air}}{S_f \Delta P_{air} W_{air}} \left[\frac{1}{K} \right] \quad (3)$$

aboutit à la sélection de radiateurs qui apportent des surfaces et des volumes minima. Dans la figure 2 sont représentés l'aire A^* et le volume V^* , nécessaires à la transmission de la chaleur de 1 kW, pour une différence moyenne de température de 1 K

$$A = \frac{\phi}{\Delta t_m K} = \frac{1000}{1 \cdot K} \text{ [m}^2\text{]} \quad , \quad V^* = \frac{A^*}{\psi} \text{ [m}^3\text{]} \quad (4), (5)$$

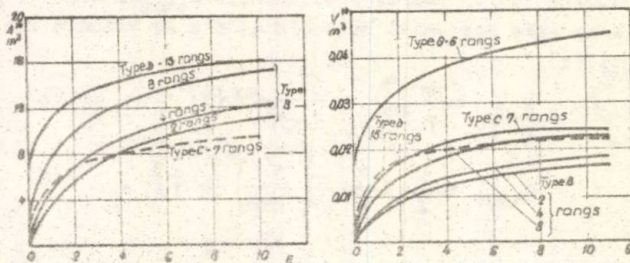
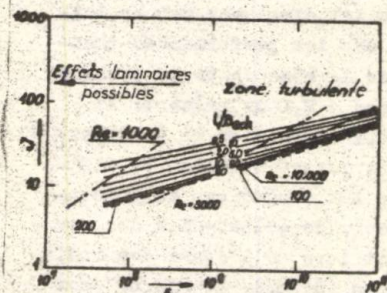


Fig.2

Dans cette représentation, on remarque (fig. 2) l'efficacité élevée des radiateurs à grande surface frontale et à faible profondeur.

c) Le facteur adimensionnel "puissance pompage air" F , respectivement celui de "transfert thermique" J sont représentés interdépendants dans la figure [3]



$$F = \frac{P_{air}}{V} = \frac{2 \rho^2 D_{ech}^3}{\beta \eta^3} = c_f Re^3 ; \quad (6)$$

$$J = \beta k \frac{P_r^{2/3} D_{ech}}{\beta c_p \eta} = j Re . \quad (7)$$

Fig. 3

On y observe que, pour la même puissance rapportée au volume $P/V = F$, par le raccourcissement de la longueur d'interruption de la couche limite ($1/D_{ech}$) de 200 à 0,5, on obtient une croissance de la valeur J de 80...250 %.

3. La conception de nouveaux critères comparatifs

À la suite des essais expérimentaux effectués, sur la plateforme d'essais de la chaire de thermotechnique et de mécanique des fluides de l'Université de Braşov, sur des radiateurs exécutés par l'Entreprise de radiateurs de Braşov, on a conclu que l'estimation comparative de ces échangeurs de chaleur peut se faire à partir de caractéristiques du type :

$$K = f(\Delta p_{air}) \text{ respectivement } , k = f(\Delta p_{eau}) \quad (8), (8')$$

En traitant statistiquement les données expérimentales [4], on obtient des dépendances fonctionnelles du type :

$$K = A_1 W_{eau}^{n_1} W_{air}^{(B_1 W_{eau}^{n_2})} ; \quad (9)$$

$$\Delta p_{air} = A_2 W_{air}^{n_3} \quad \text{respectivement} \quad \Delta p_{eau} = A_3 W_{eau}^{n_4} \quad (10), (11)$$

Dans les relations (9...11), les coefficients A_1, A_2, A_3, B_1, C_1 ainsi que les exposants n_1, n_2, n_3, n_4 s'obtiennent par le traitement des résultats expérimentaux, à partir de la méthode des moindres carrés. Éliminant ensuite les variables W_{air} et W_{eau} , on obtient la dépendance montrée (8). Dans la figure 4 sont présentées trois de ces dépendances tracées à l'aide du plotter Wang 2200 MVP. Elles représentent trois variantes du même radiateur, où l'on n'a modifié que le pas des ailettes. Un tel diagramme met en évidence l'influence du pas des ailettes sur les performances thermiques et aérodynamiques du radiateur. Pour la même chute de pression du côté de l'air la courbe d'en haut (pas = 2,0 mm) présente le meilleur transfert thermique. Également, l'expression de la dépendance à l'aide des formations indiquées permet d'éviter la difficulté de reproduire de façon identique les conditions expérimentales, en vue d'une comparaison ultérieure de celles-ci, à des paramètres similaires, difficulté qui surgit lors de l'essai des radiateurs. La figure 5 démontre la dépendance (8') dans le cas de deux radiateurs identiques sur le trajet de l'air, mais différents sur celui de l'eau. La courbe d'en haut représente le radiateur meilleur.

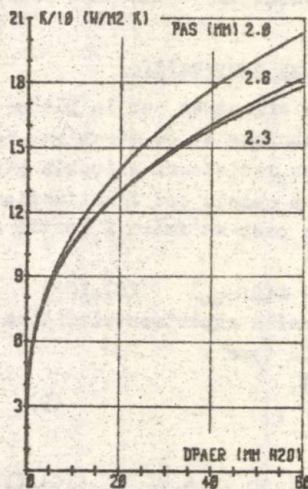


Fig. 4

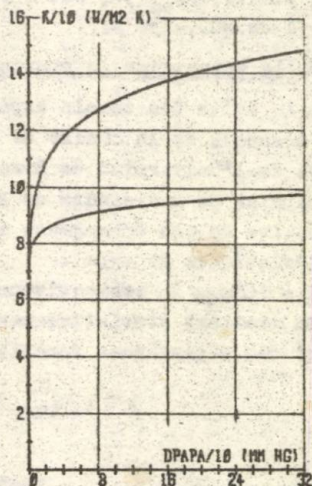


Fig. 5

Un autre problème qui se pose quand il s'agit de l'optimisation du régime de fonctionnement des radiateurs est celui de la détermination de la dépendance entre les vitesses de circulation de l'air et de l'eau. Dans ce sens, on définit l'efficacité du radiateur:

$$E = \frac{\frac{\phi}{S_t}}{\frac{P_{air}}{S_f} + \frac{P_{eau}}{S_{eau}}} \quad (12)$$

A partir de ce que l'on vient de montrer concernant l'interprétation statistique des données expérimentales, l'efficacité ainsi définie prend la forme:

$$E = A_4 W_{eau}^{n_5} W_{air}^{(B_2 W_{eau}^{n_6})} \frac{1}{1 + A_5 \frac{W_{eau}^{n_7}}{W_{air}^{n_8}}} \quad (13)$$

L'illustration de ce critère d'optimisation est donnée dans la figure 6 pour une variante du radiateur de la "Dacia 1300". A la suite de leur examen on constate l'existence d'un maximum pour chaque vitesse de l'eau, représentant l'échange de chaleur maximum pour une certaine puissance d'entraînement des fluides de travail. La figure 6 démontre l'utilité de la corrélation des deux vitesses

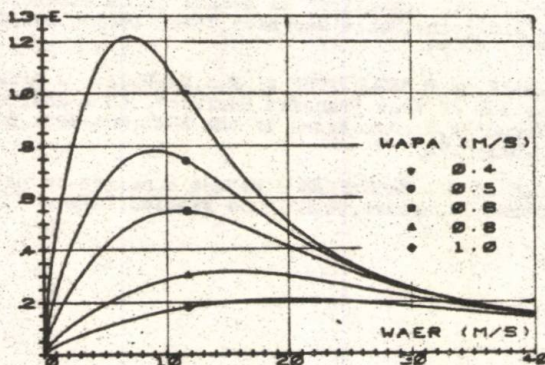


Fig. 6

avec le régime de fonctionnement du moteur, afin que la puissance totale consommée soit minimale.

4. Conclusions.

Dans les conditions où de nouveaux radiateurs continuent d'apparaître, la comparaison objective de ces produits devient nécessaire. L'article ci-dessus met à la disposition du chercheur, du calculateur de projet et du bénéficiaire une méthode, de comparaison des performances fonctionnelles et constructives, ainsi que la possibilité d'une conception optimisée des radiateurs de véhicules automobiles. Les critères conçus et présentés sont accessibles à l'ingénieur praticien, et ont seulement deux éléments d'influence: la vitesse de l'air, respectivement, celle de l'eau. Le critère d'optimisation fonctionnelle a permis aux auteurs de déterminer la dépendance entre les vitesses économiques des deux fluides, pour des radiateurs en cours de fabrication, ce qui crée la possibilité de réduire la consommation de combustible. La méthode vient à l'encontre de la tendance de modernisation continue et de diversité de la fabrication de radiateurs de véhicules automobiles dans notre pays, tout en tenant compte des critères économiques, dans la phase de fabrication autant que dans celle d'exploitation.

Bibliographie

- [1] W.M.KAYS A.L.LONDON . Compact Heat Exchangers, New-York Mc-Graw-Hill Book Company, 1964 .
- [2] H.THEIL și F.NEISS și Z.ARDELEAN . Experimentelle Untersuchungen an Wärmeaustauschern mit Aussenberippten Rohren. In : Buletinul științific și tehnic al Institutului, Politehnic Timișoara, Seria Mecanică, Tomul 19(33), fascicula 1/1974 p. 42-53 .
- [3] P.G.LAHAYE și F.NEUGEBAUER și R.K.SAKHUJA . A generalized Prediction of Heat Transfer Surfaces. In : Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, New-York, noiembrie 1974 p.511-517 .
- [4] W.S.DORN și D.D.McCRACKEN . Metode numerice cu programare în Fortran IV, București, Editura tehnică, 1976 .

NOTATION EMPLOYÉES

A^s	- surface nécessaire, pour le transfert d'un flux thermique de 1 kW à une différence moyenne de température de 1 K
$A_1 \dots A_4, B_1, B_2$	- coefficients
c_f	- facteur de frottement défini à partir de l'effort tangentiel de cisaillement
c_p	- chaleur spécifique à pression constante
D_{ech}	- diamètre équivalent du conduit
E	- efficacité de l'échangeur de chaleur définie à partir du flux de chaleur transférée et des puissances consommées lors de l'entraînement des deux fluides
F, J	- facteur adimensionnel "puissance de pompage", respectivement "transfert thermique"
j	- facteur de transfert thermique
$k, (k_{stat})$	- coefficient global de transfert thermique (déterminé en régime stationnaire)
$n_1 \dots n_8$	- exposants
P_{air}, P_{eau}	- puissance exigée par l'entraînement de l'air, respectivement de l'eau, dans son passage par le radiateur
S_{air}, S_{eau}	- surface du passage de l'air, respectivement de l'eau par le radiateur
S_f, S_t	- surface frontale, respectivement totale, du radiateur
V	- volume de passage libre de l'air dans le radiateur
V^s	- volume nécessaire pour le transfert d'un flux thermique de 1 kW à une différence moyenne de température de 1 K
w_{air}, w_{eau}	- vitesse de l'air, respectivement de l'eau
Pr, Re, St	- invariant Prandtl, respectivement Reynolds, respectivement Stanton
β	- le rapport entre l'aire totale de transfert thermique et le volume de passage de l'air
ϵ	- efficacité de l'échangeur définie en fonction du flux de chaleur transféré et de la puissance consommée avec l'entraînement de l'air
η	- coefficient de viscosité dynamique
ρ	- densité du fluide
ϕ	- flux de chaleur transféré
ψ	- aire de la surface à ailettes correspondant à un volume de 1 m ³
$\Delta p_{air}, \Delta p_{eau}$	- chute de pression de l'air, de l'eau, au passage par le radiateur resp.
Δt_m	- différence de température moyenne logarithmique

BOIAN, I., HOFFMANN, V., SCHNABEL, E., DANILA, E.

APRECIEREA COMPARATIVA A RADIATOARELOR DE AUTOMOBILE

Rezumat

Lucrarea pune la dispoziția cercetătorului, proiectantului și beneficiarului o metodă accesibilă de ierarhizare a radiatorului de autovehicule, bazată pe mărimile măsurate direct în cursul testării acestora pe stand. Se iau în considerare atât performanțele termice cât și cele aeraulice și hidraulice specifice. Se mai prezintă și o nouă eficiență a radiatorului ce ține cont de puterea necesară pentru antrenarea aerului și apei ; pe baza acestuia se deduce dependența între vitezele economice ale celor două fluide, care conduc la un consum minim de energie (combustibil) în funcționarea radiatorului.

APPRECIATION COMPARATIVE DES RADIATEURS DE VEHICULE
AUTOMOBILES

Résumé

L'article met à la disposition du chercheur, du calculateur de projet et du bénéficiaire une méthode accessible de classification des radiateurs de véhicules automobiles, à partir des grandeurs mesurées directement au cours des essais sur la plate-forme d'essais.

On a pris en considération tant les performances thermiques, que celles aérauliques et hydrauliques spécifiques. On y présente également une nouvelle efficacité du radiateur, tenant compte de la puissance requise pour entraîner l'air et l'eau ; partant de là on déduit la dépendance entre les vitesses économiques des deux fluides, ce qui aboutit à une consommation minimum d'énergie (combustible) pendant le fonctionnement du radiateur.

L'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE CERTAINS MOTEURS
D'AUTOVEHICULES, PAR L'EMPLOI DES OSCILLATIONS DE PRESSION
DANS LES COLLECTEURS D'ADMISSION

Dr.ing. Dan Abăitâncei, professeur à l'Université de Braşov;
Dr.ing. Gh.Radu, maître de conférences à l'Université de Braşov;
Dr.ing. T.Nagy, professeur à l'Université de Braşov;
Dr.ing. Gh.Bobescu, professeur à l'Université de Braşov;
Ing. Anghel Chiru, lecteur à l'Université de Braşov;
Ing. Maria Abăitâncei, l'Université de Braşov;
Ing. C.Cofaru, lecteur à l'Université de Braşov.

1. Introduction

Dans le but d'améliorer les paramètres énergétiques des moteurs à combustion interne les chercheurs accordent les dernières années une attention particulière au caractère complexe de l'influence des phénomènes dynamiques pendant l'admission, sur les échanges des gaz. Dans ce contexte on cherche à réaliser la suralimentation naturelle qui consiste à introduire dans le cylindre une quantité supplémentaire de charge fraîche vers la fin de l'admission. Le problème prend une importance spéciale dans le cas des moteurs polycylindriques, qui sont en fait utilisés dans l'exploitation. Dans ce domaine, les recherches théoriques et expérimentales ont un cadre plus limité, à cause des conditions supplémentaires introduites par le collecteur.

On peut affirmer, qu'à l'heure actuelle, les différents ouvrages qui traitent ce sujet n'abordent pas les phénomènes d'une manière unitaire, ce qui confirme la difficulté de maîtriser par calcul les processus respectifs. On fait mention des méthodes de calcul acoustique, des méthodes du bilan énergétique, des méthodes grapho - analytiques, la méthode des caractéristiques, celle des différences finies etc.

Dans cet ouvrage on présente une synthèse des résultats obtenus au cours des recherches entreprises par un collectif de la chaire des véhicules automobiles et de moteurs, de l'Université de Braşov sur un moteur monocylindrique et sur quatre moteurs polycylindriques m.a.s et m.a.c. pour voitures des tourisme et camions.

2. Recherches expérimentales

Les recherches effectuées sur le moteur monocylindrique ont été faites dans le but de vérifier une méthode de calcul à l'aide des caractéristique, ainsi que pour établir certaines tendances dans l'utilisation des phénomènes dynamiques.

L'application de la méthode de calcul utilisée a été vérifiée sur le moteur monocylindrique, muni d'un collecteur "I" dont les dimensions sont notées sur la fig.1.

La variation de la pression dans le collecteur, enregistrée à l'endroit où est emplanté le traducteur X_1 est illustré sur la fig.2,a. Son interprétation et la comparaison avec la variation de la pression, calculé au même endroit (fig.2,b) indique une concordance satisfaisante. Ceci a justifié l'extension du calcul de la variation de la pression à la tête de la soupape, et on a constaté que la valeur maximum de l'impulsion positive est obtenu justement dans la zone de fermeture de la soupape. On peut donc tirer la conclusion qu'il existe, pour le collecteur utilisé, la possibilité de bénéficier de l'effet dynamique, ce qui est confirmé par la caractéristique de la fig.3. La variation du couple indique pour le collecteur "I", par rapport au collecteur standard "A", des qualités supérieures du point de vue de l'élasticité du moteur. Comparant les valeurs absolues, l'effet favorable de la charge dynamique, à régime de 2200 rotations/mminute, mène à l'augmentation du couple de 12%, de la puissance de 10% et à la réduction de la consommation spécifique de 8%. Il faut pourtant remarquer que dans la zone des régimes élevées les performances sont plus modestes. Aussi doit-on accepter un accommodement en fonction de la zone où l'on désire à améliorer les indices de fonctionnement du moteur.

Les recherches expérimentales sur le moteur polycylindrique, ont eu d'abord comme sujet le moteur à allumage, par étincelle M 207 pour la voiture tout-terrain ARO. On a suivi le

raccord d'un collecteurs à l'aide duquel puisse être mise en valeur l'effet favorable du régime d'onde pendant l'admission. En ce sens on a réalisé une série de collecteurs qui ont assuré les différentes valeurs de la longueur de colonne du mélange oscillant. Les meilleurs résultats ont été obtenus dans le cas du collecteur à ramifications prolongées de 320 mm par rapport aux ramifications du collecteur standard, en réalisant le montage de la fig.4. La variation de la pression à l'endroit de l'emplacement des traducteurs ($t_1...t_4$, fig.4) est illustré dans la fig.5 pour le collecteur à ramifications prolongées.

Les oscillations de la pression obtenues dans le deuxième cas indique une évolution beaucoup plus convenable en ce qui concerne le remplissage: à la fermeture de la soupape il arrive des impulsion positives dont la conséquence est l'introduction d'une quantité supplémentaire de charbe qui contribue à d'amélioration des performances du moteur. Tout ceci peut être remarqué d'une manière édifiante dans la caractéristique des tours aussi (fig.7). On remarque que la valeur maximum du couple moteur dépasse la valeur enregistrée par le collecteur standard et se situe à un régime de tours inférieur, augmentant de cette manière l'élasticité du moteur.

Dans les conditions des nouvelles exigences écologiques et prenant en considération les possibilités d'amélioration des performances on a accordé une attention tout à fait particulière à la mise en application de l'injection de l'essence au même moteur M- 207, qui par l'architecture simplifiée du collecteur d'admission facilite la possibilité d'employer la suralimentation naturelle. Dans ce cas, le collecteur d'admission se présente sous la forme d'une chambre de résonance d'où l'air est aspiré par des conduits individuels pour chaque cylindre(fig.8).

Le régime d'ondes obtenu avec ce collecteur est présenté dans la fig.9. La variation de la pression à la tête de la soupape présente les valeurs maxima à la proximité du moment de la fermeture de la soupape d'admission ce qui est en concordance avec les conditions nécessaire pour une suralimentation naturelle. Il est remarquable l'uniformité de la variation de pression pour tous les cylindres, situation déterminée par les particularités du collecteur dans le cas de l'injection d'essence.

Les valeurs plus grandes des amplitudes par rapport au moteur à carburateur sont dus surtout à la diminution des résistances gazeo-dynamiques du collecteur d'admission. Ces aspects constituent l'un des facteurs importants à cause desquels on a amélioré les performances du moteur à injection, performances indiquées dans la fig.10.

Le procédé de la suralimentation naturelle peut être mise en application sans autres complications constructives importantes aux moteurs Diésel, où le collecteur d'admission peut être formé par des conduits d'une longueur identique pour chaque cylindre, réunis dans une chambre de résonance, le combustible étant directement envoyé dans les cylindres.

Pour le moteur de la voiture de tourisme 810-99 la variante Diésel, on a testé différents collecteurs dont le type était celui de la fig.11, et qui ont assuré des longueurs de conduits entre 325-455 mm et des chambres de résonances ayant un volume entre 2,3-6,0 dm³. Les qualités des collecteurs testés ont été mises en évidence d'une manière globale à l'aide des caractéristiques externes du moteur muni, alternativement de 9 variantes, de collecteur. Dans la fig.12 et 13, on présente ces caractéristiques externes, groupées en deux suivant les valeurs (V_1 et V_2) des volumes des chambres de résonance.

De l'analyse des deux diagrammes, il résulte que la meilleure variante de collecteur est celle ayant le volume de la chambre de résonance $V_1 = 2,3 \text{ dm}^3$ et la longueur de conduits $l_{col} = 345 \text{ mm}$. Le supplément de puissance obtenu par la suralimentation naturelle, considérant les valeurs des puissances maxima à la variation de $l_{col} = 390$ (27,4 kw) et à la variation de $l_{col} = 345 \text{ mm}$ (30 Kw) est de 10%.

Les recherches expérimentales effectuées sur un moteur 797-05 ont suivi l'étude des influence globales des phénomènes dynamiques de la tuyauterie d'admission sur les performances (puissance, couple, consommation horaire et spécifique et indice de pollution).

Les essais ont été effectués avec un collecteur série à quatre variantes spéciales de recherche avec les prolongements respectifs de 150 mm, 200 mm, 250 mm et 300 mm et un collecteur prolongé de 150 mm auquel on a attaché un résonateur à volume

variable. Dans la fig. 14 est présenté le montage du collecteur d'admission.

Lors des essais effectués avec les collecteurs d'admission modifiés, on a constaté que dans les conditions de fonctionnement des moteurs en pleine charge, la solution qui a permis d'obtenir les meilleures performances était celle du collecteur prolongé de 200 mm. Cela ressort clairement de la fig. 15 où sont présentés les caractéristiques externes du moteur en question, obtenues pour les différentes variantes du collecteur.

L'influence de la longueur du collecteur et du volume du résonateur, est mise en évidence dans la fig. 16. On constate donc que les meilleures performances de puissance et couple moteur sont obtenues avec le collecteur prolongé de 200 mm. (fig. 16, a; l'augmentation de la puissance est de 5,4%, et celle du couple de 3,2%). Les performances sont améliorées en ajoutant au collecteur prolongé de 150 mm, un résonateur ayant un volume de $10,44 \text{ dm}^3$ (fig. 16, b). L'augmentation de la puissance au régime des tours nominale est de 8,1% et celle du couple, au régime des tours de couple maximum et de 5%.

Ces performances supérieures de puissance et de couple sont obtenues dans les conditions d'une diminution du niveau de consommation spécifique minimum de 268 g/Kwh à la variante à collecteur prolongé de 150 mm et au volume du résonateur de $10,44 \text{ dm}^3$.

3. Conclusions

Les travaux expérimentaux effectués sur une variété de moteurs, qui ont suivi l'utilisation favorable des phénomènes dynamiques pendant le remplissage, pour une amélioration des performances du moteur, ont démontré encore une fois la complexité des phénomènes et la difficulté de les diriger.

On a prouvé qu'il existe la possibilité de réaliser un certain degré de suralimentation, par la corrélation des procédés d'admission dans les cylindres du moteur avec les oscillations naturelles de la pression de la charge fraîche qui apparaissent dans le collecteur d'admission.

Pour réaliser cette charge supplémentaire, et par conséquent, pour améliorer les performances du moteur il faut agir soit sur

les phases de distribution. La première possibilité peut être appréciée comme plus efficiente de point de vue de la réalisation et des possibilités d'expérimentation.

En mettant en application de la méthode qui préconise la modification du collecteur d'admission, on peut remarquer la solution collecteur-résonateur et des conduits séparés, avec une applicabilité plus aisée aux moteurs diésel.

Parce qu'il est en général nécessaire de réaliser un prolongement des conduits individuels, il faut accepter une architecture particulière de l'ensemble du collecteur d'admission avec l'agrandissement de l'écoulement et l'établissement judicieux de son emplacement 2,7.

La méthode de la suralimentation naturelle s'est montrée efficiente en tant que méthode simple et efficace d'amélioration des performances, du moteur et justifiée les efforts qu'on doit faire pour sa mise en application.

Bibliographie

- [1] ABAITANCEI, D. Cercetări asupra fenomenelor dinamice în procesul umplerii normale la motoarele cu ardere internă în patru timpi. Teză de doctorat, Institutul politehnic Braşov, 1969.
- [2] ABAITANCEI, D. şi ABAITANCEI, M. Experimental investigations with regard to the influence of the dynamic phenomena from the inlet manifold on the normal firing of a four-stroke multicylinder engine. Second International Conference on Internal Combustion Engines, Bucureşti, 1970.
- [3] ABAITANCEI, D. şi RADU, GH. Contribuţie concernant l'utilisation des phénomènes dynamiques dans le tuyau d'admission pour réaliser la suralimentation sonique. Zvyšovanie výkonu benzínových a naftových spalovacích motorov. Žilina, R.S. Československo, 1974.
- [4] ABAITANCEI, D. ş.a. Cercetări asupra performanţelor motorului 797-c5 cu sistem de admisie modificat, A.III-a Conferinţă naţională de automobile, tractoare şi maşini agricole, Braşov, 1980.
- [5] NAGY, T. ş.a. Aplicarea supraalimentării acustice la motorul 810-99, varianta Diesel. A.III-a Conferinţă naţională de automobile, tractoare şi maşini agricole, Braşov, 1980.
- [6] SEIFERT, H. Erfahrungen mit einem mathematischen Modell zur Simulation von Arbeitsverfahren in Verbrennungsmotoren. M.T.Z. 39 (1978) 7/8; 39(1978)12.
- [7] BUSCH, H. Erweiterung des Golf-Dieselmotors zu einer Baureihe für Personenwagen und Nutzfahrzeuge. MTZ 39(1978)12.

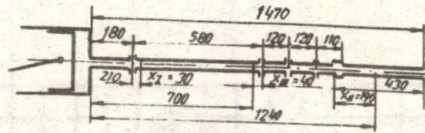


Fig. 1

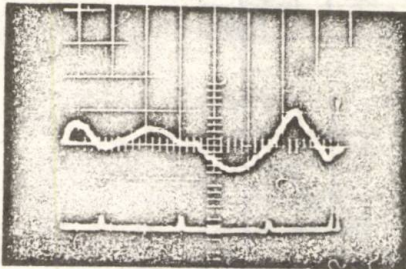


Fig. 2a

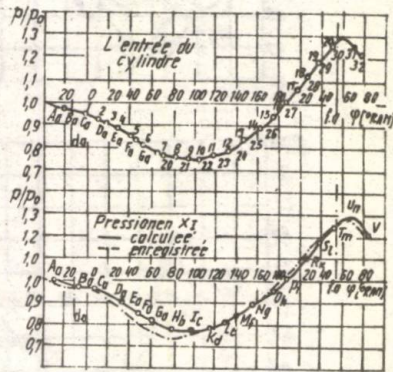


Fig. 2b

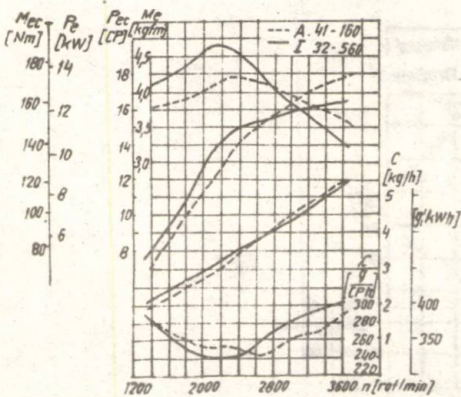


Fig. 3

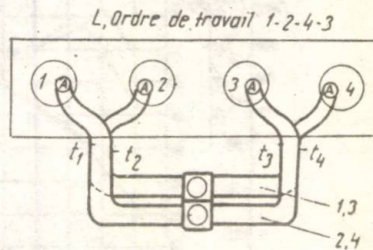


Fig. 4

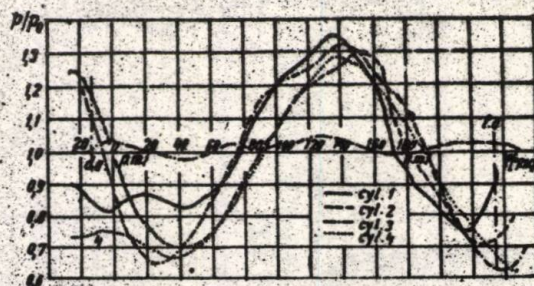


Fig. 5

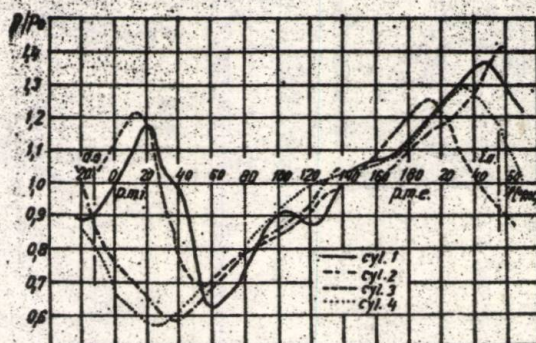


Fig. 6

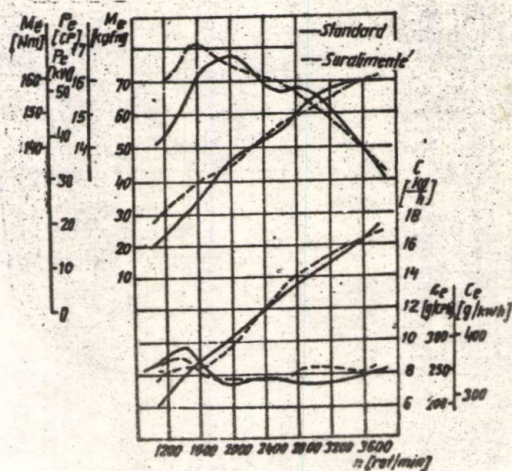


Fig. 7

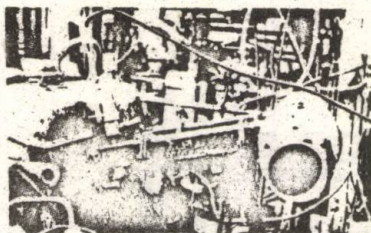


Fig. 8

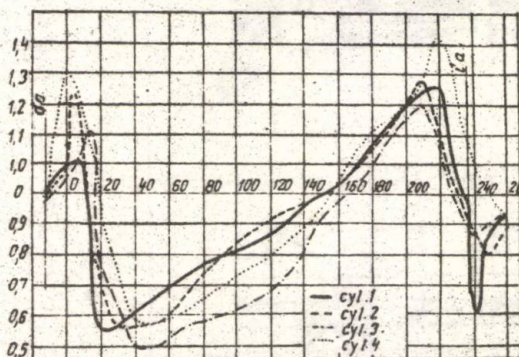


Fig. 9

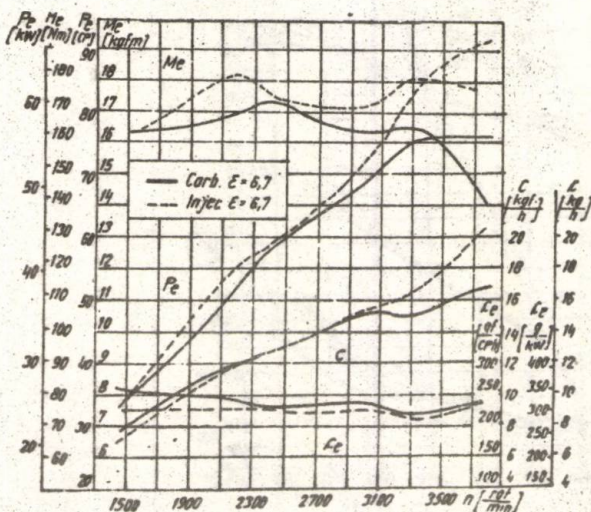


Fig. 10

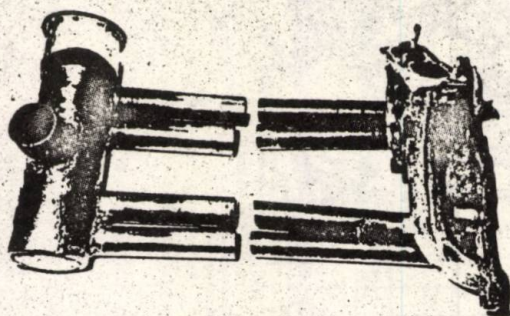


Fig. 11

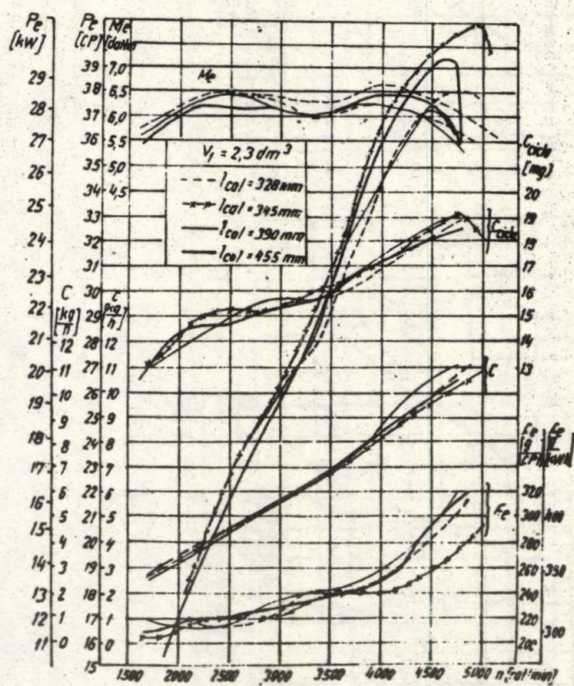
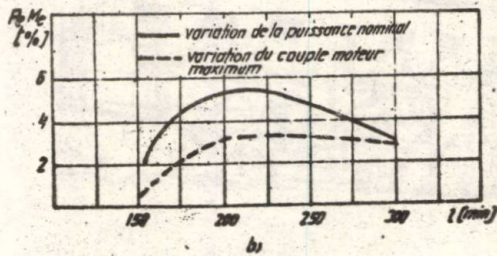
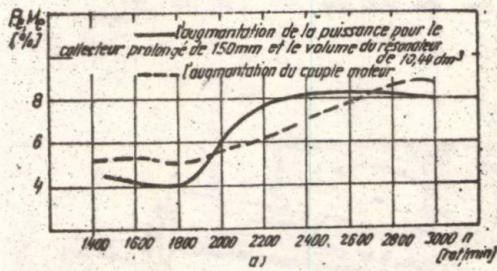
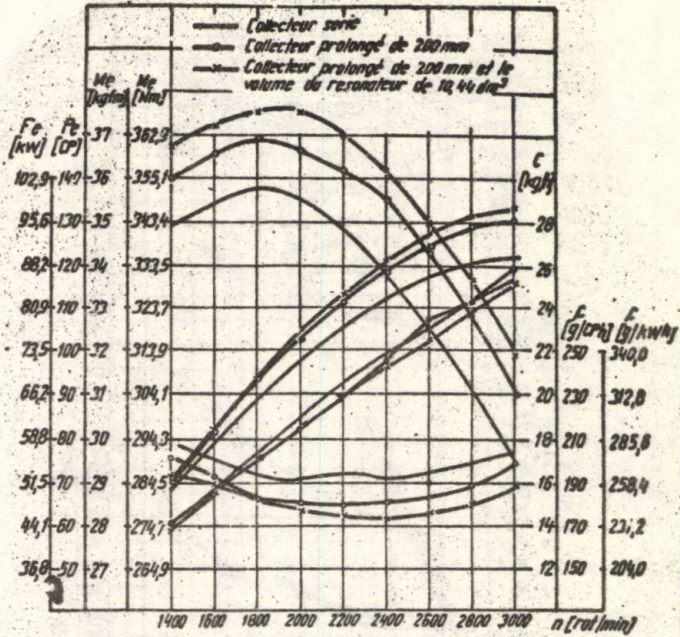


Fig. 12



ABAITANCEI, D., NAGY, TIBERIU., RADU, GH., BOBESCU, GH.,
CHIRU, A., ABAITANCEI, M., COFARU CORNELIU

AMELIORAREA PERFORMANTELOR UNOR MOTOARE DE AUTOVEHICULE
PRIN UTILIZAREA OSCILATIILOR DE PRESIUNE IN COLECTOA -
RELE DE ADMISIE

Rezumat

Pe baza studiului particularităților procesului de admisie la motoarele în 4 timpi s-a pus în evidență posibilitatea îmbunătățirii coeficientului de umplere prin supraalimentarea sonică. În acest sens în lucrare se prezintă rezultatele unor cercetări experimentale pe motorul monocilindric și pe motoare policilindrice, privind îmbunătățirea performanțelor motoarelor prin acordarea colectorului de admisie care să valorifice favorabil fenomenele de unde din procesul de admisie.

L'AMELIORATION DES PERFORMANCES DE CERTAINS MOTEURS
D'AUTOVEHICLES PAR L'EMPLOI DES OSCILLATIONS DE
PRESSIION DANS LES COLLECTEURS D'ADMISSION

Résumé

En base des particularités du processus d'admission aux moteurs en 4 temps, on a mis en évidence la possibilité de l'amélioration du coefficient de remplissage par la suralimentation sonore. En cette direction on présente dans l'ouvrage les résultats de certaines recherches expérimentales des moteurs mono et polycylindriques, concernant l'amélioration de leurs performances par l'accordage du collecteur d'admission, afin qu'il valorifie favorablement les phénomènes d'ondes du processus d'admission.

AMELIORATION DES PERFORMANCES D'UN MOTEUR A
ALLUMAGE PAR COMPRESSION, A INJECTION DIRECTE
L'UTILISATION DES PHENOMENES ONDULATOIRES DANS
LA TUBULURE D'ADMISION

Ing. Anghel Chiru, lecteur à l'Université de Braşov;
 Dr. ing. Gheorghe Bobescu, professeur à l'Université
 de Braşov.

1. Considérations générales

Après l'ouverture de la soupape d'admission, comme une conséquence de la dépression créée par le piston qui se trouve au moment de sa course descendante, la charge du collecteur se déplace progressivement dans le cylindre. L'onde de dépression qui se propage vers le bout ouvert du collecteur d'admission a la forme :

$$p(x, t) = A \cos(\omega t - k x), \quad (1)$$

où

A - l'amplitude de l'oscillation ; ω - la fréquence angulaire (la pulsation) ; $k = \frac{\omega}{v}$ = la vitesse l'amplification de la phase sur unité de longueur ; $v_0 = \lambda \nu = \frac{\lambda}{T}$ = la vitesse de phase de l'onde progressive ; λ - la longueur de l'onde ; T - la période. Avant que l'onde de dépression arrive au bout du collecteur elle entraîne l'air qui s'y trouve et le transforme en impulsion longitudinal ; d'autre part, elle est refoulée par l'air qui se trouve derrière elle, en recevant une impulsion. Lorsque l'onde arrive au bout ouvert, elle est amortie par l'air qui se trouve dans le filtre d'air ou dans le collecteur commun. La raréfaction provoquée au bout ouvert du collecteur fait avancer l'air qui se trouve dans le volume d'amortisation pour rétablir une position d'équilibre.

Il en résulte une onde de pression dans le collecteur, qui avance vers la porte de la soupape d'admission provoquant une compression de l'air.

La force qui comprime la colonne d'air est donnée par la relation:

$$\frac{F_x}{A_s} = p_0 + x p_0 \frac{\partial(x, t)}{\partial x} \quad (2)$$

ou:

A_s - l'aire; p_0 - la pression équilibrée; $p_s = x p_0 \frac{\partial p(x, t)}{\partial x}$ = la pression acoustique; $x = \frac{c_p}{c_v}$ - l'exposant.

C'est la pression acoustique qui contribue à la formation des ondes de pression.

Dans la collecteur d'admission il apparaît une onde incidente, de dépression et une autre, réfléctée, de pression. L'équation des deux ondes ensemble peut être exprimée de la manière suivante:

$$p(x, t) = A \cos(\omega t - kx) + R A \cos(\omega t + kx) \quad (3)$$

où:

$R = -1 \dots +1$ - coefficient de réflexion.

Lorsque $R=0$, il y a une terminaison idéale, non réfléctée, et dans ce cas $p(x, t)$ est une onde de dépression "pure" qui se propage exclusivement vers le bout ouvert.

Si $R = 1$, $p(x, t)$ est une onde stationnaire "pure", c'est-à-dire une onde à nœuds permanents. En $x=0$, il y a un nœud. Pour $R = +1$, $p(x, t)$ est de nouveau une onde stationnaire pure, à un centre permanent en $x=0$, c'est-à-dire à un nœud permanent qui se trouve à une distance d'un quart de longueur d'onde de $x=0$. Lorsque R n'est ni 0 ni ± 1 , $p(x, t)$ n'est ni une onde stationnaire, ni une onde progressive pure, mais une onde sinusoïdale plus générale, qui peut être soit une superposition d'ondes stationnaires ou progressives, soit une combinaison des deux.

Pour le cas de la superposition des deux ondes stationnaires, ayant les nœuds à la distance d'un quart de longueur d'onde à amplitude et constantes de phases différentes, la course est décrite par une équation de la forme suivante:

$$p(x, t) = A \cos(\omega t + \alpha) \sin kx + B \cos(\omega t + \beta) \cos kx \quad (4)$$

La même onde peut être décrite sous la forme:

$$p(x,t) = C \cos(\omega t - kx + \delta) + D \cos(\omega t + kx + \delta) \quad (5)$$

qui est une superposition de deux ondes qui se propagent dans deux sens opposés, ayant des amplitudes et des constantes différentes.

Les oscillations de pression sont transmises dans à une vitesse de phase $V_p = \sqrt{\frac{\alpha p_0}{\rho_0}}$, où ρ_0 = la densité de l'air.

L'onde incidente de dépression reflétée au bont ouvert de la tubulure revient comme une onde de pression dans la chambre de combustion. Elle est reflétée par la tête du piston (la vitesse de déroulement des phénomènes et la rugosité réduite de la tête du piston rendent l'amortissement de l'onde incomplet) et revient dans la tubulure d'admission. Etant donné que la longueur des deux tracés des ondes ne sont plus égales à cause des modifications de la position de la tête du piston, deux situations peuvent survenir:

-les deux ondes peuvent être en phase lorsque l'amplitude croît;

-les deux ondes peuvent être déphasées et leur amplitude se réduit, ou bien elle peut même s'annuler.

Voilà donc que dans le collecteur d'admission ne se déplace pas une seule onde incidente et une onde reflétée, mais un train d'ondes.

Les ondes de dépression qui pénètrent dans la volume d'amortisation donnent naissance à des oscillations d'une certaine fréquence qui s'atténuent plus ou moins dans le temps, en fonction de la qualité des surfaces des parois et des dimensions du volume. Lorsqu'on agit sur le volume avec des impulsions ayant une fréquence égale avec la fréquence d'oscillation propre (pour le moteur polycylindrique, les impulsions venant des autres cylindres), l'air produit des "vibrations" ayant une amplitude relativement grande. Ce phénomène s'appelle résonance.

Le phénomène est propre aux moteurs polycylindriques, où les ramifications de la tubulure d'admission "excite" l'air qui se trouve dans le collecteur commun, appelé quelquefois aussi résonateur.

L'existence de fortes oscillations de la pression de l'air dans le collecteur, même pendant la fermeture des soupapes, exercent une certaine influence sur les ondes qui se forment, ainsi

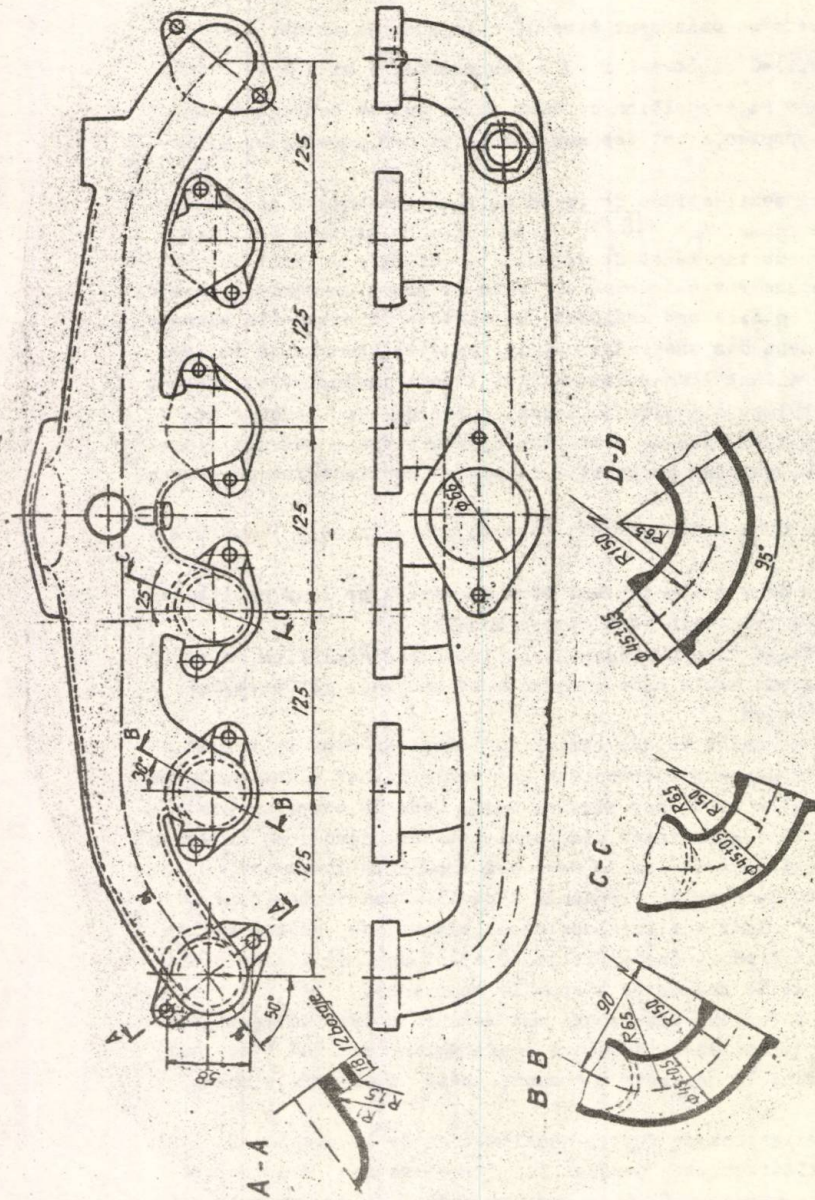


Fig.1- Collecteur d'admission

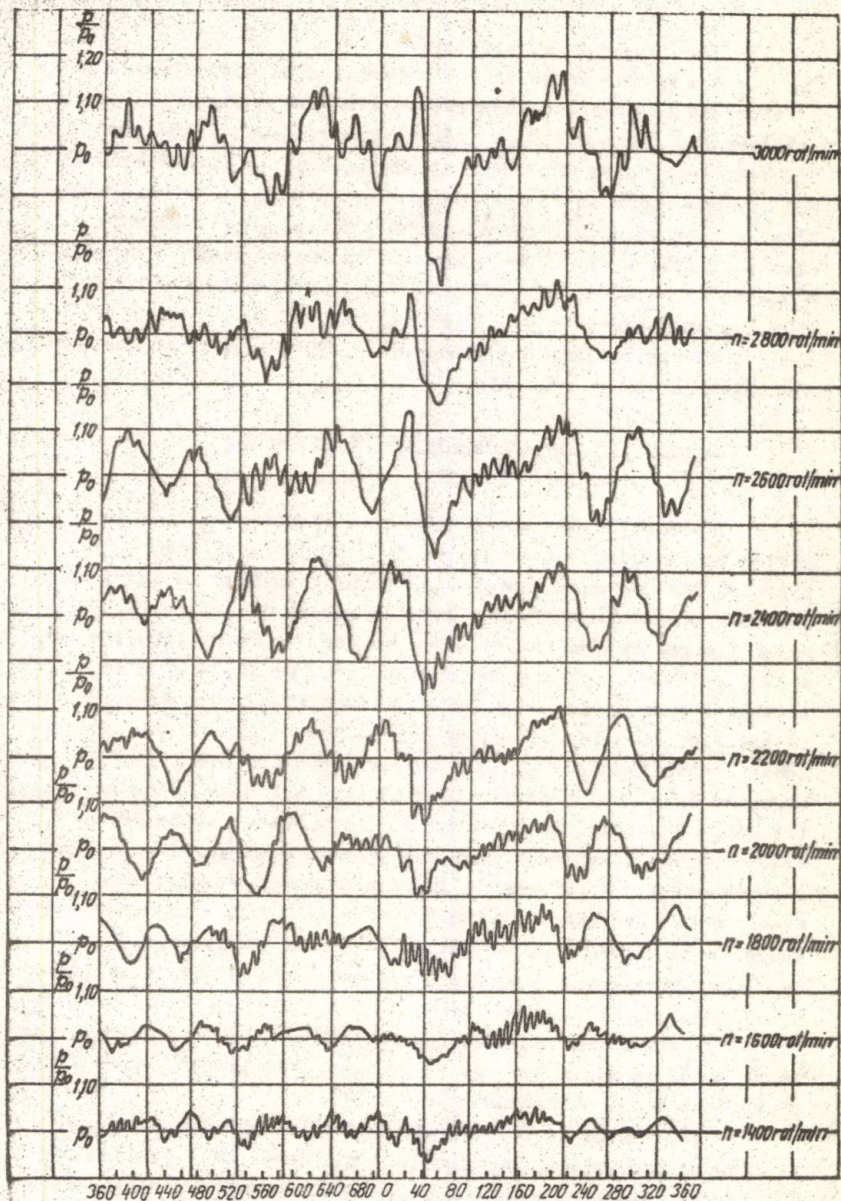


Fig. 2 - Oscillation de la pression dans le collecteur d'admission serie prolongé de 200mm.

que les phénomènes de remplissage.

Pour mettre en évidence la corrélation entre les oscillations de la pression dans les collecteurs d'admission et les performances d'une M.A.C., à injection directe, on a effectué des oscillographies des ondes de pression des collecteurs, ainsi que des mesurages de la puissance, du couple et de la consommation araire et spécifique de combustible, employant pour les essais un moteur 797-05. Ce moteur a été équipé d'un collecteur d'admission de série (fig. 1) auxquels on a attaché, à tour de rôle, des prolongements de 150, 200, 250 et 300 mm, et eu smite d'une collecteur ayant une longueur de 230 mm, raccordé à un résonateur à volume réglable.

2. Evolution des résultats de la recherche expérimentale

L'analyse des oscillations de la pression dans les portes de la soupape d'admission du cylindre no. 1 permet la mise en évidence du phénomène de l'amplification de leurs amplitudes, proportionnellement à la fréquence des tours (fig. 2). Ainsi, l'augmentation de la fréquence des tours de 1400 rot/min à 3000 rot/min conduit à une augmentation de 70,5% de l'amplitude de l'onde de pression. Suivant le moment de l'abaissement de la pression dans le collecteur par rapport à l'ouverture de la soupape d'admission ($\alpha_{da} = 11^\circ$ RAC) on constate que l'inertie augmente de 0° RAC pour $n = 1400$ rot/min à 26° RAC pour la fréquence des tours de 3000 rot/min. L'augmentation de la fréquence des tours détermine des valeurs supérieures pour l'amplitude maximum de l'onde de dépression aussi, obtenue après avoir ouvert la soupape d'admission. Ainsi, à la fréquence des tours de 3000 rot/min, l'amplitude de l'onde de dépression est de 79,3% plus grande par rapport à celle qui a été enregistré à la fréquence de 1400 rot/min.

L'allure des oscillation de la pression dans les collecteurs après la fermeture de la soupape d'admission ($\alpha_{fd} = 41^\circ$ RAC) s'approche d'une sinusoïde.

A la suite de l'influence des ondes provenant des cylindres se trouvant à proximité, et à cause de la vitesse de déroulement des processus, qui ne permet pas une amortissement complet des phénomènes ondulatoires, le train d'ondes présente une grande fréquence de perturbations. Pour obtenir une allure

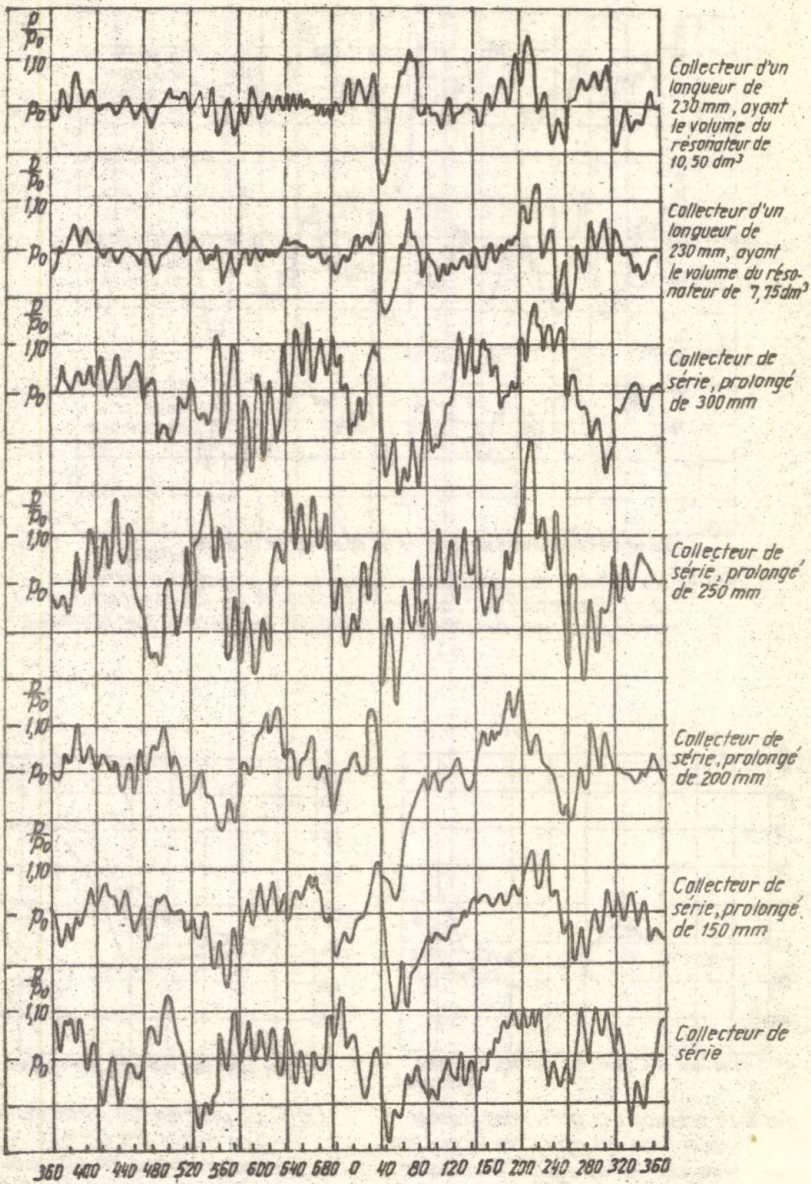


Fig. 3 - Oscillation de la pression dans les collecteurs d'admission de différentes longueurs pour une fréquence de tours du moteur de 3000 rot./min.

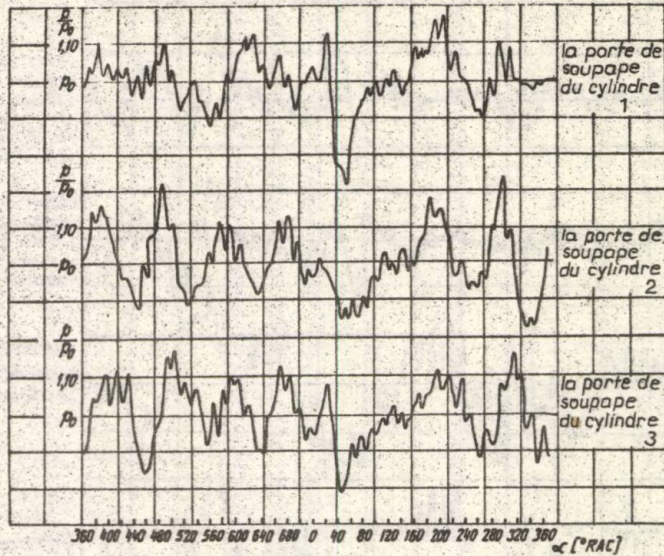


Fig. 4 - Oscillations des pressions aux portes de soupapes d'admission des cylindres 1, 2 et 3, au moteur 797-05 équipé d'un collecteur série prolongé de 200 mm et ayant une fréquence de tour 3000 rot/min.

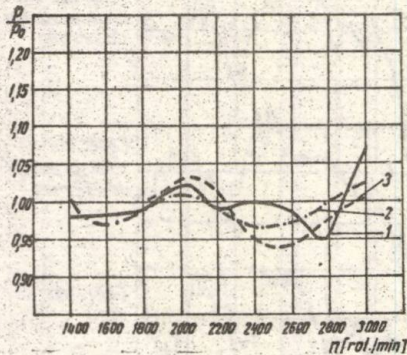


Fig. 5 - La pression aux portes des soupapes d'admission des cylindres 1, 2 et 3, pour le moteur 797-05 équipé d'un collecteur série.

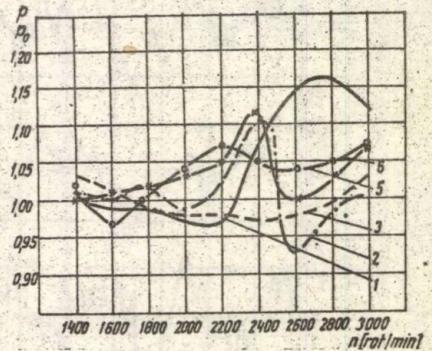


Fig. 6 - La pression aux portes des soupapes d'admission des cylindres 1, 2, 3, 5, 6 pour le moteur 797-05 équipé d'un collecteur prolongé de 150 mm.

de tous les harmoniques qui composent les ondes résultantes, il est nécessaire une analyse en série Fourier .

Le prolongement de la longueur des collecteurs d'admission (fig.3) provoque une modification de la configuration des courbes des ondes de dépression, de leurs amplitudes et de leurs longueurs.

Le prolongement de la longueur des collecteurs d'admission jusqu'à 200 mm ne modifie que l'amplitude et la longueur des ondes, pendant que leur forme reste approximativement la même. Pour le collecteur série prolongé de 250 mm, les oscillations sont très prononcées, et les amplitudes augmentent de 65% par rapport au collecteur série . Si on prolonge encore la longueur des collecteurs, il en résulte diminution de l'amplitude.

Conservant la longueur du collecteur d'admission à 230 mm et modifiant le volume du résonateur commun de 7,75 à 10,50 dm³, on peut constater qu'après avoir fermé la soupape d'admission, les phénomènes ondulatoires vont s'amortir proportionnellement à l'augmentation en volume du résonateur, et l'influence des ondes provenant des cylindres se trouvant à proximité vont en diminuant.

La longueur du tracé de l'orifice commun, d'alimentation des cylindres (le raccord de l'air) jusqu'à celui obturé par la soupape d'admission influence la forme des ondes du collecteur. Ainsi, dans la figure 4 on observe qu'un prolongement de la longueur du tracé du canal d'admission pour le cylindre no.1, provoque un amortissement des oscillations de pression après la fermeture de la soupape d'admission, plus évidente que celui des collecteurs des cylindres 2 et 3. Dans le collecteur 3, l'amortissement n'existe ^{même} pas. Les ~~normes~~ formes des ondes, ainsi que leur forme se conservent généralement constantes.

L'analyse des pressions dans les portes des soupapes d'admission à leur fermeture (fig.5 ... 11) met en évidence que dans la zone des fréquences élevées des tours (2400-3000 rot/min), le collecteur série prolongé de 150-200 mm, apparaissent des grandes différences entre les pressions; la valeur maximum s'étant enregistrée pour l'onde du collecteur no.1, où l'influence des phénomènes des collecteurs se trouvant à proximité est plus réduite. On constate que les valeurs maximums de la pression du collecteur au moment de la fermeture des soupapes, sont obtenues, pour le collecteur prolongé de 200 mm (fig.12) à la fréquence de tours de 3000 rot/min .

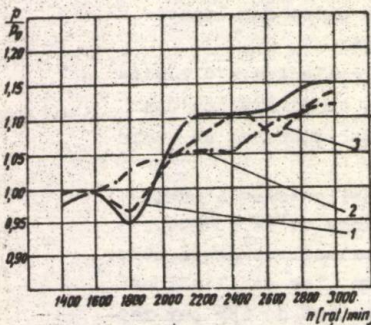


Fig. 8 - La pression aux portes des soupapes d'admission de cylindres 1, 2 et 3 du moteur 797-05 équipé d'un collecteur prolongé de 250 mm.

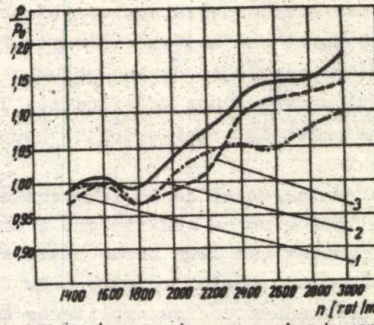


Fig. 7 - La pression aux portes des soupapes d'admission des cylindres 1, 2 et 3 pour le moteur 797-05 équipé d'un collecteur prolongé de 200 mm.

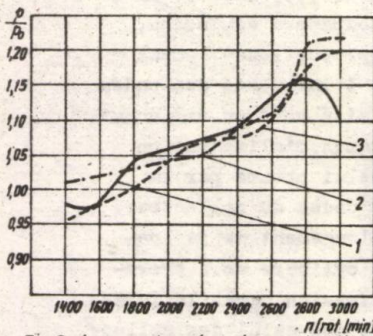


Fig. 9 - La pression dans les portes des soupapes d'admission des cylindres 1, 2 et 3 du moteur 797-05 équipé d'un collecteur prolongé de 300 mm

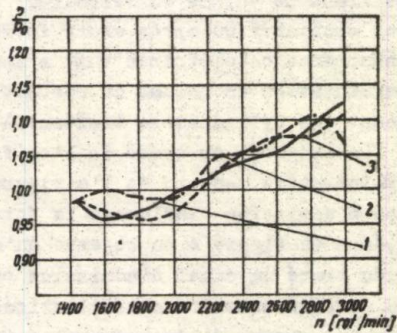


Fig. 10 - La pression aux portes des soupapes d'admission des cylindres 1, 2 et 3 pour le moteur 797-05 équipé d'un collecteur prolongé de 230 mm, ayant le volume du résonateur de 1,75 dm³

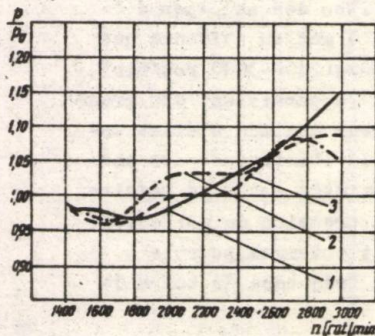


Fig. 11 - La pression aux portes des soupapes d'admission des cylindres 1, 2 et 3 pour un collecteur prolongé de 230 mm ayant le volume du résonateur de 10,50 dm³

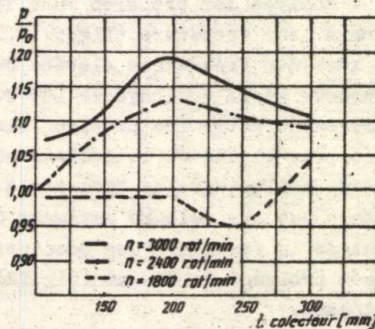


Fig. 12 - Variation de la pression aux portes de la soupape d'admission du premier cylindre, fonction de la longueur du collecteur.

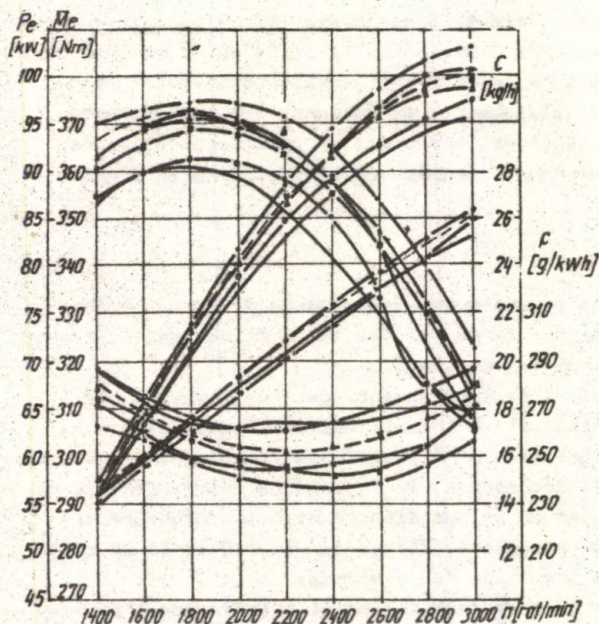


Fig. 13 - Caractéristique externe du moteur 797-05 équipé de divers collecteurs d'admission

— collecteur en série ; — collecteur prolongé de 300mm ;
 — collecteur prolongé de 150mm ; — collecteur prolongé de 230mm ;
 — collecteur prolongé de 200mm ; et $V_R = 7,75 \text{ dm}^3$;
 --- collecteur prolongé de 250mm ; --- collecteur prolongé de 230mm et $V_R = 10,50 \text{ dm}^3$;

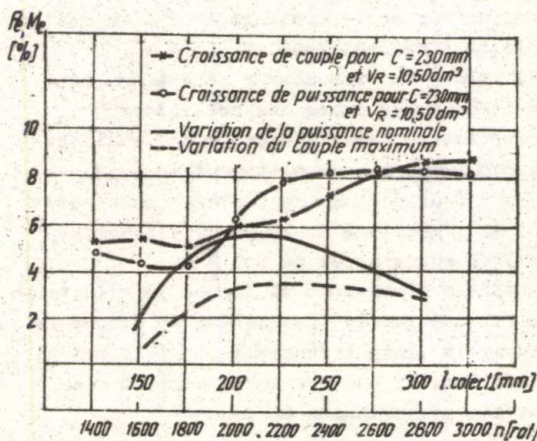


Fig. 14 - Croissance de puissance et de couple du moteur 797-05 équipé de divers collecteurs d'admission

Les mesurages effectués du moteur 797-05 pour longueurs différentes de collecteurs d'admission et différents volumes du résonateurs, ont permis de relever les caractéristiques externes (fig.13) qui mettent clairement en évidence les performances de puissance de couple et de consommation spécifique obtenues. Elles sont présentées d'une manière synthétique dans la figure 14.

3. Conclusions

Les ondes de pression des collecteurs d'admission sont fortement influencées par le régime des tours du moteur, ainsi que par la forme et la longueur du tracé.

L'amplification de la fréquence des tours mène à une augmentation proportionnelle à l'amplitude de l'oscillation, ainsi qu'à une modification de l'inertie de la colonne de charge fraîche (la vitesse de déplacement de la colonne charge fraîche du collecteur ne varie pas en raison directe avec la fréquence des tours) exprimé en °RAC ayant des effets sur la valeur de la pression au moment de la fermeture de la soupape.

La longueur du collecteur d'admission influence l'amplitude des oscillations, ainsi que leur forme. Son augmentation au-dessus de certaines limites mène à la majoration linéaire de la charge et, en conséquence, à la dégradation du remplissage. La modification de la longueur des collecteurs mène aux différentes valeurs de la longueur d'onde des oscillations.

Pour le moteur 797-05 l'augmentation de puissance dans le cas de l'équipement du collecteur série prolongé de 200 mm est de 5,8% et celle du couple de 2,6% seulement.

L'augmentation du volume du résonateur mène à une diminution de l'influence réciproque des ondes des collecteurs se trouvant les uns à côté des autres, parallèlement à une amélioration du remplissage et à des performances nettement supérieures.

Par le moteur 797-05 équipé d'un collecteur prolongé de 230 mm et ayant le volume du résonateur de $10,50 \text{ dm}^3$, l'augmentation de la puissance à $n=3000 \text{ rot/min}$ est de 8,3%.

L'adoption de certaines dimensions et formes pour la tubulure d'admission est conditionnée par la possibilité de placer le moteur d'une manière convenable, dans l'espace disponible sur la véhicule automobile. Il faut trouver pour cela les variantes de construction qui assurent les performances maximales.

BIBLIOGRAFIE

- [1] CRAWFORD, S. FRANK, jr. UNDE - cursul de fizică Berkley, vol. III - Editura didactică și pedagogică, București, 1983.
- [2] CARAFOLI, ELIE și CONSTANTINESCU, V. N. Dinamica fluidelor compresibile - Editura Academiei R. S. R., București 1984.

CHIRU, A. BOBESCU, GH.

IMBUNATATIREA PERFORMANTELOR A UNUI MOTOR CU
APRINDERE PRIN COMPRESIE CU INJECTIE DIRECTA
PRIN UTILIZAREA FENOMENELOR ONDULATORII DIN
TUBULATURA DE ADMISIE

Rezumat

Fenomenele ondulatorii din tubulatura de admisie sînt puternic influențate de regimul de turație al motorului precum și de lungimea și arhitectura traseului. Cercetările efectuate pe motorul 797-05 echipat cu diverse colectoare de admisie și rezonatoare au permis să se găsească acele dimensiuni optime ale traseului care să asigure o creștere de putere de 5,8-8,3% și o diminuare a consumului specific de combustibil cu 10-12,5%. Alegerea unor anumite forme și dimensiuni pentru colectoarele de admisie este condiționată de încadrarea motorului în spațiul disponibil de pe automobil.

AMELIORATION DES PERFORMANCES D'UN MOTEUR A
ALLUMAGE PAR COMPRESSION A INJECTION DIRECTE
L'UTILISATION DES PHENOMENES ONDULATOIRES DANS
LA TUBULURE D'ADMISSION

Résumé

Les phénomènes ondulatoires de la tubulure d'admission sont fortement influencés par le régime des tours du moteur, ainsi que par la longueur et l'architecture du tracé.

Les recherches effectuées sur le moteur 797-05 équipé de divers collecteurs d'admission et de résonateurs ont permis de trouver les dimensions optimums du tracé qui puissent assurer un accroissement de puissance de 5,8-8,3% et une diminution de la consommation spécifique de combustible de 10-12,5%.

Le choix de certaines formes et dimensions parmi les collecteurs d'admission est conditionné par le placement du moteur dans l'espace disponible dont le véhicule automobile dispose.

L'ÉTUDE EXPERIMENTALE DE LA

TRANSMISSIBILITÉ DU SIÈGE DU

TRACTEUR U 1010 MUNI D'UNE NOUVELLE SUSPENSION

Ing. Florin Constantin, chargé de cours à L'Université
de Braşov;

Ing. Dr. Virgil Olariu, professeur à L'Université de
Braşov .

1. Introduction

L'utilisation des tracteurs sur une échelle de plus en plus grande fait accroître les risques d'accident qui sont à peu près les mêmes que ceux de l'industrie et, dans beaucoup de cas, même beaucoup plus grands à cause des conditions d'isolation du siège, du travail sur des terrains en pente ou de certaines conditions difficiles de l'environnement.

En principe les tracteurs n'ont pas une suspension d'essieu proprement dite, et leurs pneus, en tant qu'éléments élastiques, n'assurent pas un amortissement suffisant, de sorte qu'ils ne peuvent pas protéger le conducteur contre les chocs et les oscillations .

Pour la protection du conducteur contre les chocs et les oscillations à la verticale, le siège est muni d'une suspension élastique qui doit assurer les conditions d'élasticité et d'amortissement.

En général, la suspension du siège est composée au moins d'un élément élastique et d'un élément d'amortissement qui constituent la suspension primaire du siège, les coussins de siège, le dossier et les bras constituant sa suspension secondaire. La suspension primaire a le rôle d'amortir les oscillations de grande amplitude et faible fréquence tandis que la suspension secondaire diminue les oscillations de faible amplitude et de grande fréquence.

Les constructeurs des tracteurs et les ingénieurs qui en exécutent les projets se préoccupent de plus en plus de la réalisation des sièges perfectionnés, qui offrent des conditions optimales de travail, de sécurité, de confort et de conservation de la santé des conducteurs. La littérature de spécialité dans le domaine des suspensions en général et des suspensions des sièges en particulier fait ressortir les avantages que présentent la suspension non-linéaire. Cette caractéristique non-linéaire rigide est offerte par les éléments hydropneumatiques introduits dans la construction de la suspension du siège.

Ainsi, en analysant un grand nombre de brevets enregistrés dans les dix dernières années dans divers pays, avons nous constaté que la suspension à air s'est beaucoup étendue.

Orientés dans cette direction, nous avons essayé de trouver une solution pour améliorer les suspensions actuelles formées de ressorts et d'amortisseurs hydrauliques. La solution finale projetée et réalisée a été présentée dans l'ouvrage [2].

Cette suspension est en fait un amortisseur hydropneumatique à deux coussins d'air, qui peut être adapté à tous les types de sièges: aux sièges à mécanisme en parallélogramme, à barres en forme de X ou bien aux sièges coulissants.

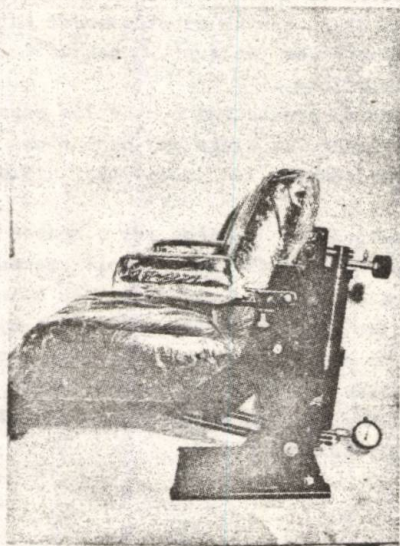


Fig. 1

Dans la fig.1 on présente le siège du tracteur U lolo, d'une nouvelle suspension hydropneumatique adaptée. Pour effectuer les essais et pour établir le régime optimum de fonctionnement de la suspension, on a monté sur les deux chambres à air deux manomètres de 0-20 bars.

2. L'essai du siège sur le générateur de vibrations

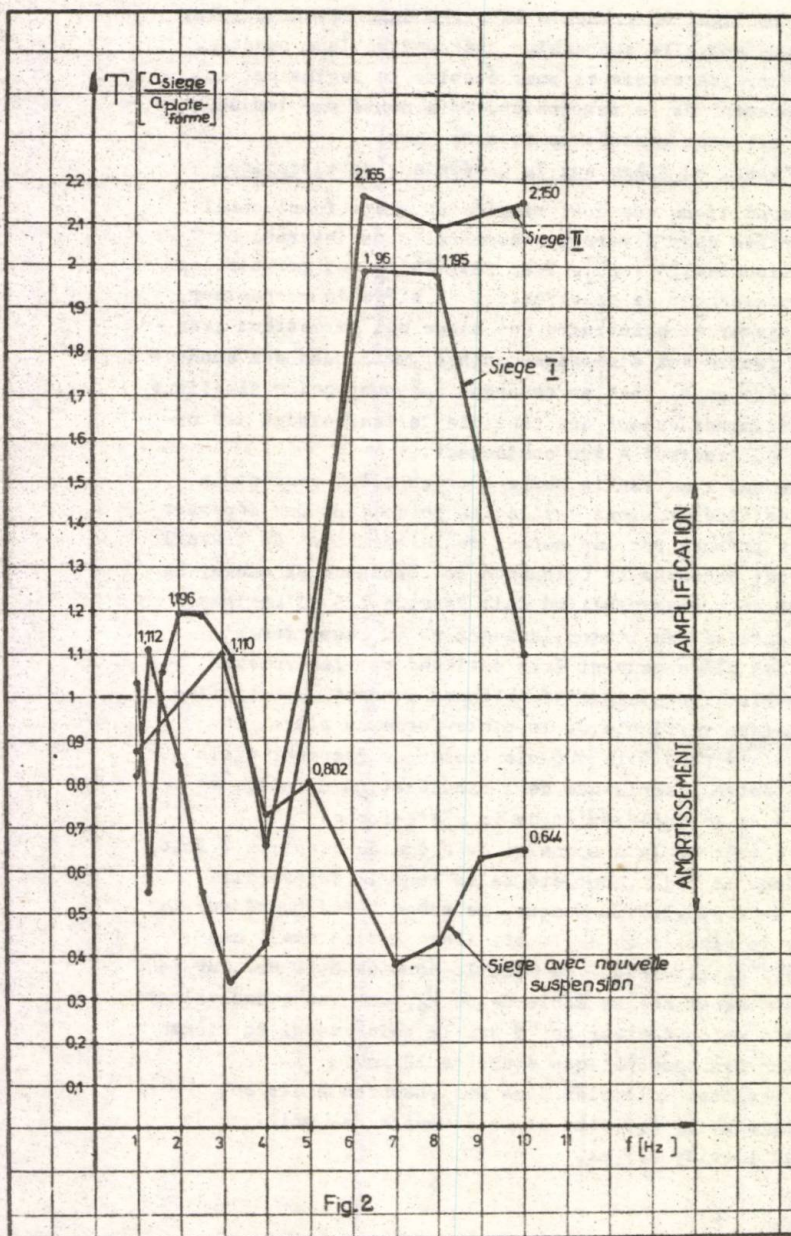
Les conditions que doit remplir un siège fonctionnel sont présentées dans diverses recommandations internes et et internationales [4], [5]. Pour satisfaire aux principales exigences concernant la construction du siège du conducteur, il faut projeter et construire des siège qui permettent leur adaptation facile aux dimensions anthropométriques des conducteurs de notre pays, tout en assurant une suspension élastique capable d'éliminer autant que possible la transmission des oscillations du tracteur à son conducteur.

En ce qui concerne la suspension du siège pendant le travail, les accélérations verticales ne doivent pas dépasser les valeurs prévues par les normes de la sécurité du travail et en ce qui concerne la fréquence de résonance du siège, le coefficient de transmissibilité doit être de 1,5 au maximum.

Les qualités de l'amortissement et du comportement dynamique des siège peuvent être estimées par les valeurs absolues de la transmissibilité obtenues pendant une excitation harmonique verticale de la plate-forme du siège. La transmissibilité peut être définie comme une grandeur égale au rapport entre l'amplitude de l'accélération du siège et l'amplitude de l'accélération de la plate-forme.

Les essais de la suspension du siège du tracteur U lolo, présenté dans la fig.1, ont été faits dans le laboratoire d'essais du C.C.S.I.T.T.-Braşov. Le siège a été monté sur le générateur de vibrations de 10 tf, l'excitation étant une harmonique d'amplitude 0,7 cm dans le domaine 0-10 Hz. Sur le siège on a fixé un sac de sable de 60 kg, une masse équivalente à la masse d'un conducteur de 75 kg, le poids total du siège à suspension hydropneumatique étant de 32 kg.

Le pressions initiales dans les chambres à air ont atteint 2,1 atm. et 4,2 atm. et le diamètre des orifices de décharge du liquide 0,1 mm.



L'appareillage utilisé

a) Deux traducteurs d'accélération type B 12/200 Hottinger, montés sur le siège et sur la plate-forme.

b) Amplificateur de mesure type KWS 3073 Hottinger .

c) Filtre de coupe de 16 Hz .

d) Oscillographe pour enregistrer sur papier sensible la variation des accélérations, type Visicorder Oscilograf Honewell 906 T.

Dans la fig.2 on a présenté comparativement les transmissibilités des différents types de siège, Il en résulte clairement les qualités élastiques et d'amortissement du siège muni de la nouvelle suspension.

Le siège amplifie les oscillations dans un domaine très restreint de fréquences depuis 2,2 Hz jusqu'à 3,25 Hz, le maximum étant de 1,11 pour une fréquence de 3 Hz. Au dessus de 3,8 Hz la transmissibilité ne dépasse pas 0,8, et entre 6 Hz et 9 Hz elle ne dépasse pas 0,6, à la différence des autres suspensions qui amplifient dans ce domaine.

B I B L I O G R A F I E

- [1] CONSTANTIN FL. Modèles dynamiques et mathématiques dans l'étude des oscillations du siège du tracteur à roues de grande puissance. Proceedings of the 4-th Conference on Vibration in mechanical engineering, Timișoara, 1982.
- [2] CONSTANTIN FL., OLARIU V. CONSTANTIN GH. Adaptarea amortizorului cu două perne de gaz suspensiei scaunului de tractor. A IV-a Conferință națională de automobile, tractoare și mașini agricole, Buletinul științific, vol. II., Brașov, 1982.
- [3] CONSTANTIN FL. Metodica cercetării experimentale a caracteristicilor elementelor elastice ale suspensiei tractoarelor pe roți. Referat nr.2 la doctorat. Universitatea din Brașov, 1984.
- [4] x x x STAS 11335-80. Scaunul mecanizatorului - Metode de încercare.
- [5] ISO 2631. Guide pour l'estimation des individus à des vibrations globales du corps.

CONSTANTIN, FL., OLARIU, V.

STUDIUL EXPERIMENTAL AL TRANSMISIBILITĂȚII
SCAUNULUI TRACTORULUI U lolo DOTAT CU O NOUA SUSPENSIE

Rezumat

Lucrarea prezintă rezultatele experimentale obținute prin încercarea pe hidropuls la o excitație armonică, a scaunului de tractor dotat cu o suspensie hidropneumatică.

L'ÉTUDE EXPERIMENTALE DE LA TRANSMISSIBILITÉ DU
SIÈGE DU TRACTEUR U lolo MUNI D'UNE NOUVELLE SUSPENSION

Resumé

L'ouvrage présente les résultats expérimentaux obtenus par l'essai sur le générateur de vibrations, avec une excitation harmonique du siège du tracteur, muni d'une suspension hydro-pneumatique.

ASPECTS DE LA FIABILITÉ DES SOCS DE CHARRUE DANS LES
CONDITIONS DE TRAVAIL DU DÉPARTEMENT DE BRASOV

Dr.ing. Gh.Brătuțu, maître assistant ;
Dr.ing. T.Ghinea, maître assistant ;
Université de Brasov .

1. Les conditions de travail des socs analysés

Le soc PP 4-2,4 a.c. à pointe soudée (fig.1) est entré dans la dotation des unités agricoles en 1980-82, ses caractéristiques technico-fonctionnelles établies pendant l'homologation le présentant comme une pièce de grande perspective, notamment par la diminution de la consommation de métal. Le soc, aussi que sa pointe, s'exécutent en acier OLC 55. Une partie de 35-40 mm de la pointe est recouverte d'une couche dure de sormalt. L'arête tranchante du soc est trempée jusqu'à la dureté de 47-59 HRC par une largeur de 15-25 mm, le restant demeurant mallable (~ 300 HB) et tenace afin de résister aux sollicitations variables.

Dans le département de Brasov, le labourage est caractérisé par des conditions de travail moyennes-difficiles. Les sols sont du type brun-roux de forêt ou argileux, avec beaucoup de pierres, les terrains arables étant situés, pour la plupart, sur des pentes.

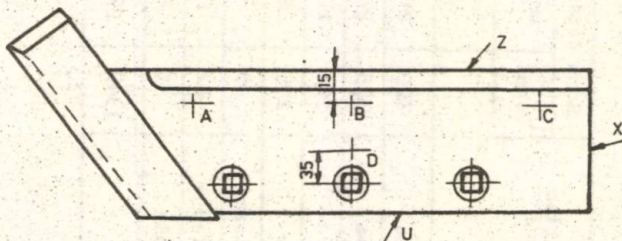


Fig.1. La forme du soc et les positions des points de mesurage.

Tableau 1

Distribution des socs par types de détériorisations et unités SMA

Nr. ort.	Dénomination de l'unité	Socs détériorisés				Type de détériorisation					
		Total	après avoir effectué			Pointe courbée		Soudure rompue		Soc rompu	
			0-2 ha	2-4 ha	4-6 ha	buc.	%	buc.	%	buc.	%
1.	SMA Hărman	320	244	76	-	38	11,87	270	84,37	12	3,78
2.	SMA Codlea	375	270	105	-	49	13,06	311	82,93	15	4,00
3.	SMA Ucea	160	116	44	-	22	13,75	132	82,50	6	3,75
4.	SMA Rupea	295	222	73	-	35	11,86	248	84,06	12	4,06
5.	SMA Feldioara	85	60	25	-	5	5,88	75	88,23	5	5,88
6.	SMA Făgăraș	82	60	22	-	9	10,97	65	79,26	8	9,75
7.	SMA Sercaia	30	25	5	-	2	6,66	26	86,66	2	6,66
	Total	1347	997	350	-	160	11,79	1127	83,78	60	4,42

Sur le fond d'un bon comportement général, à 8% des socs on a enregistré pourtant des détériorisations que les auteurs se sont proposés d'étudier afin de trouver des solutions pour leur écartement.

2. La méthodique de l'analyse des détériorisations

Pour réaliser cette étude on a entrepris la poursuite des socs détériorés dans certains SMA du département de Braşov. La distribution des socs par station étant présentée dans le tableau 1. On a pu établir trois principales sortes de détériorisations: le courbement de la pointe, avec ou sans la rupture de la soudure (fig.2,a); la rupture partielle de la soudure et du soc (fig.2,b); la rupture du soc à travers l'orifice destiné à la première vis (fig.2,c). Le poids des trois types de détériorisations, ainsi que le temps dont on a utilisé les socs jusqu'à leur apparition sont également représentés dans le tableau 1.

De la masse des socs détériorés on a choisi au hasard cent pièces, auxquelles on a recherché les suivants éléments:

- la position, l'aspect et autres questions concernant la rupture proprement-dite;
- la dureté des socs dans les points A, B, C situés vers l'arête tranchante, dans la partie trempée et au point D, au centre du soc, dans la zone nontrempée;
- la composition chimique de l'acier dont on a exécuté les socs.

3. Les résultats des recherches expérimentales

Pour déterminer la position de la rupture on a choisi comme base de référence le côté x (fig.1), faisant pour chacun des socs trois mesurages: au long des côtés Z et U et au milieu, entre ces deux côtés. La moyenne de ces mesurages a été inscrite dans le tableau 2. On fait la spécification que les socs n'ont pas été tout-à-fait identiques, les longueurs des côtés Z et U ayant des variations de 10-20 mm; on remarque aussi que le constructeur a rigoureusement respecté la distance entre les orifices pour les vis de fixage.

La principale observation concernant la position de la rupture est que pour 95% des cas celle-ci commence sur le côté U à l'endroit de la soudure entre la pointe et le corps du soc et seulement pour 5% des situations (notamment 4,42%) la rupture a eu d'autres positions. Pour 18% des socs la détérioration s'est produite par la

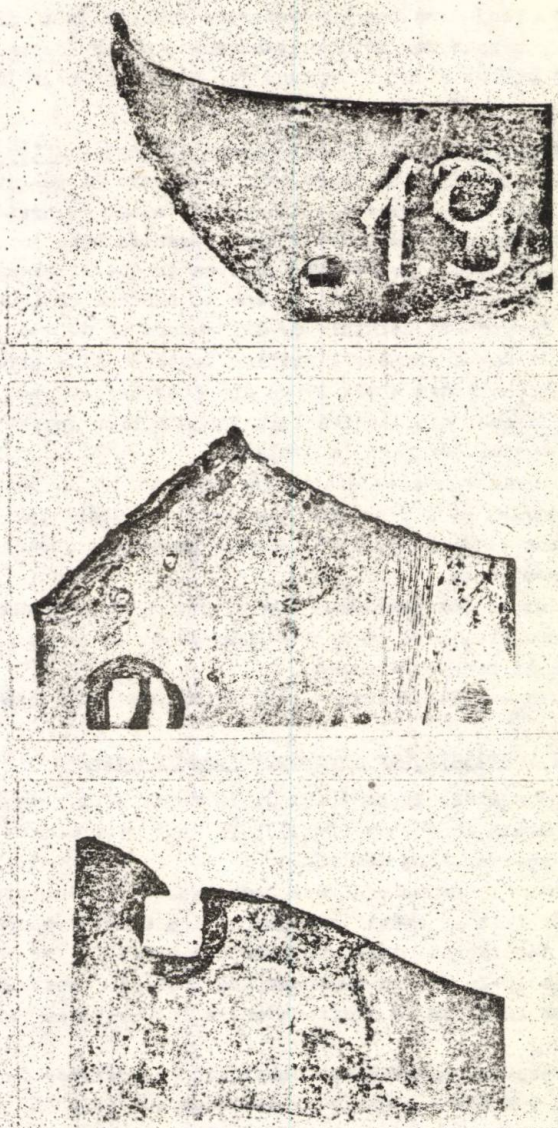


Fig.2. Position des ruptures typiques des socs.

rupture complète du cordon de soudure (fig.2,a), en 12% des situa-

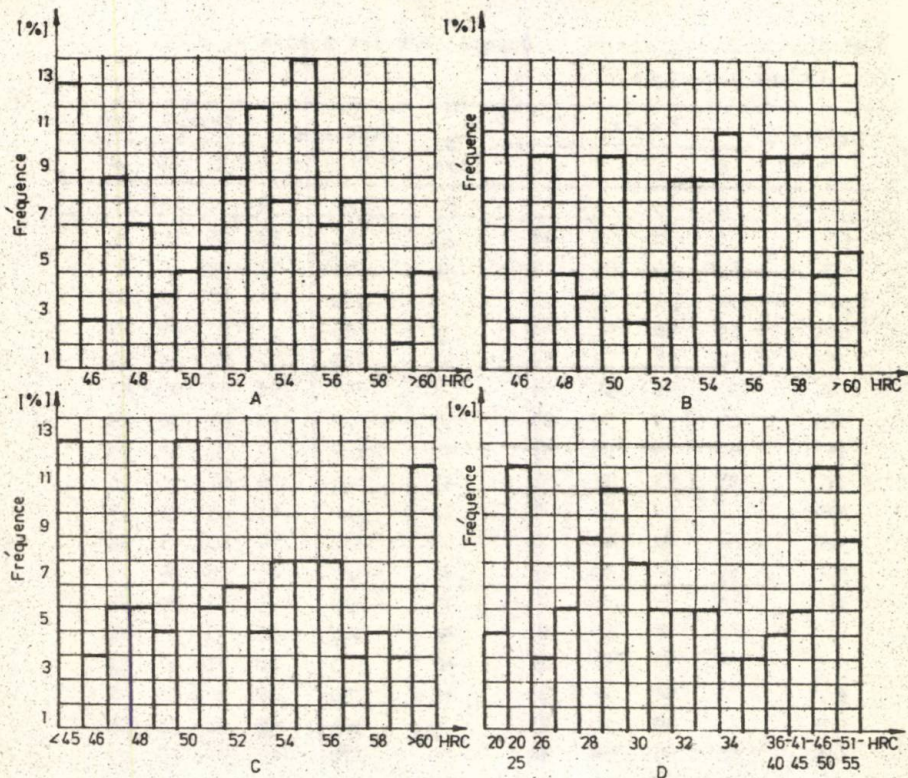


Fig.3. La variation de la dureté dans les points A,B,C et D.

tions étant constatable leur courbement. En 78% des cas la détérioration a commencé par la rupture du cordon de soudure vers l'arête U, par une certaine longueur, suivie de la rupture du corps du soc quand les sollicitations ont dépassé la limite de résistance (fig. 2,b). Le pourcent des socs rompus dans une section contenant un trou de fixation (fig.2,c) est de 4,42%, mais pour certains de ces cas la rupture a également commencé à l'endroit de la jointe par soudure, sur l'arête U entre le soc et sa pointe.

Pour mesurer la dureté dans les points mentionnés on a utilisé un appareil type Balanta-Sibiu, auquel on lit directement en unités HRC. En vue de l'analyse on a finement poli la surface des socs dans les points nécessaires.

Tableau 2

Position de la rupture et la dureté dans les points A, B, C,
(fig.1) aux socs rompus.

Nr. crt.	Distance à x, mm	Dureté, HRC				Nr. crt.	Distance à x, mm	Dureté, HRC			
		A	B	C	D			A	B	C	D
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1.	366	56	58	58	48	33	365	53	46	36	29
2	356	53	35	50	47	34	304	47	50	49	19
3	328	51	53	53	33	35	372	55	57	56	48
4	324	55	51	51	28	36	368	58	50	47	28
5	363	48	52	54	30	37	328	57	59	64	29
6	288	57	54	52	54	38	267	54	55	65	43
7	326	53	53	50	26	39	328	44	45	36	18
8	347	40	35	52	33	40	322	37	58	20	20
9	347	55	53	47	47	41	306	39	47	50	18
10	330	60	58	56	28	42	316	43	45	46	35
11	310	51	47	40	32	43	312	57	63	65	32
12	320	53	54	50	47	44	327	49	58	59	23
13	368	38	56	58	28	45	338	54	52	50	25
14	317	50	48	53	30	46	340	55	55	51	36
15	340	56	57	50	29	47	303	28	31	37	23
16	372	53	54	51	36	48	350	47	49	55	48
17	376	55	47	50	43	49	365	46	58	55	25
18	345	52	59	58	28	50	320	47	52	53	27
19	370	50	48	46	30	51	363	53	55	56	31
20	361	51	53	57	27	52	312	64	56	58	25
21	313	45	43	60	44	53	305	53	61	47	53
22	366	49	47	48	31	54	377	49	60	50	28
23	378	57	55	56	27	55	307	54	49	60	25
24	317	50	50	54	29	56	379	55	57	54	54
25	322	57	53	34	57	57	365	63	50	50	23
26	365	44	45	53	18	58	312	58	57	47	52
27	372	54	55	56	53	59	348	48	45	38	30
28	315	47	51	55	30	60	330	55	57	48	31
29	277	54	58	60	52	61	314	47	57	50	26
30	295	54	52	49	47	62	266	53	59	56	48
31	330	52	54	55	27	63	332	52	56	50	48
32	339	58	68	51	29	64	372	43	50	49	26

Tableau 2 (suite)

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
65	328	55	60	61	32	83	308	56	44	46	31
66	350	50	53	55	52	84	312	47	53	57	28
67	320	52	54	51	30	85	322	35	38	37	32
68	268	52	47	52	32	86	320	56	58	54	29
69	320	48	47	49	48	87	310	53	55	62	37
70	310	33	48	62	58	88	322	55	47	48	45
71	365	55	58	52	33	89	320	57	54	55	33
72	383	54	57	60	37	90	324	69	47	45	29
73	320	45	46	45	31	91	350	52	54	54	52
74	313	55	53	41	34	92	348	55	57	59	29
75	318	48	50	47	27	93	340	48	47	50	35
76	368	52	55	54	44	94	330	55	50	52	29
77	322	53	54	59	34	95	338	61	59	60	35
78	365	56	57	56	27	96	332	51	55	57	33
79	325	46	48	48	28	97	325	57	50	52	30
80	368	47	29	35	20	98	327	51	55	55	23
81	330	48	50	54	34	99	385	56	55	50	50
82	304	52	50	48	29	100	340	47	58	49	23

Les éléments caractéristiques concernant ces duretés, représentées dans la fig.3, conformément aux données inscrites dans le tableau 2, sont les suivants:

- dans le point A (fig.2,a), la plupart des socs ont eu la dureté entre 47-59 HRC, le plus fréquemment entre 53 et 55 HRC. On remarque pourtant que 12% des socs ont eu la dureté sous 46 HRC;

- dans le point B (fig.3,b) la distribution de la dureté a été presque uniforme dans l'intervalle admis, sous la dureté de 46 HRC ne se situant que 11% des socs;

- dans le point C (fig.3,c) on a remarqué une fréquence grande des valeurs de 50 HRC (12%), mais aussi 12% des socs se sont situés sous la dureté de 46 HRC;

- dans le point D (fig.3,d) la dureté a eu des valeurs de 200 HB à 60 HRC, étant donc à relever une dispersion qui dépasse les conditions techniques imposées. On a observé une concentration plus marquée des valeurs de la dureté à 27-30 HRC et à 41-55 HRC.

L'analyse de la composition chimique du matériel des socs a prouvé que les indications du constructeur ont été respectées, la qualité étant en accord avec la destination du produit.

En base des mesurages et des observations expérimentales on peut formuler les suivantes conclusions:

- la principale cause de la détériorisation de certains socs du type PP4-2,4 e.c. à pointe soudée est due à la cheix des paramètres du régime de soudure;
- le traitement thermique des socs n'a pas été rigoureusement contrôlé, ce qui a conduit à l'apparition de duretés différentes de celles qui étaient prescrites;
- en des sols très lourds la fréquence des détériorisations a été plus grande que dans les sols normaux.

4. Suggestions pour l'amélioration du produit

A la suite des recherches expérimentales les auteurs considèrent que l'on peut écarter les détériorisations manifestées, en deux modes:

- en refaisant le calcul des dimensions des socs affectés aux sols très lourds, tenant compte des valeurs réelles des sollicitations auxquelles ils sont soumis;
- en établissant les meilleurs régimes de soudure et des traitements thermiques qui évitent l'apparition des détériorisations précisées.

Dans le premier cas, constatant que le moment de courbement qui agit sur la pointe du soc dépasse parfois les résistances admissibles du matériel ou de l'assemblage soudé, on a recommandé la réduction de 5 mm de sa longueur, ce qui réduit le temps total d'utilisation d'environ 10% mais évite aussi l'apparition de toute détériorisation.

Pour la deuxième situation on a expérimenté plusieurs régimes de soudure, établissant finalement les valeurs des paramètres qui évitent les inconvénients signalés.

A l'égard du traitement thermique on a proposé l'utilisation d'un dispositif qui assure en totalité les conditions techniques initiales.

L'expérimentation de ces propositions sur un lot suffisamment grand de socs a prouvé leur validité par la disparition presque totale des détériorisations. Les résultats obtenus ont été transmis au constructeur des socs.

5. Conclusions

Le soc PP 4-2,4 e.c. récemment introduit en exploitation est

un produit de bonne perspective, à la suite de la consommation réduite de matériel comparativement à d'autres types de socs et de l'affirmation plus marquée du phénomène de l'autoaffûtage qui conduit à une résistance amoindrie à la traction et par suite à la diminution de la consommation de combustible pendant le labourage.

Les indicateurs de fiabilité que l'on a analysés sont supérieurs à d'autres types de socs et, par l'introduction dans la fabrication des suggestions de nature constructive et technologique qui ont été avancées, on peut écarter définitivement les rares détériorisations.

Bibliographie

- [1] BRATUCU, GH. Tehnologia reparării utilajelor agricole. Universitatea din Braşov, 1984.
- [2] IONUT, V., MOLDOVANU, GH. Tehnologia reparării şi fiabilitatea utilajului agricol. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1982.
- [3] TOMESCU, D. et collab. Fiabilitatea utilajelor agricole. Editura Ceres, Bucureşti, 1981.
- [4] CAPROIU, ST. et collab. Maşini agricole de lucrat solul, semănat şi întreţinerea culturilor. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1982.

BRATUCU, GH., GHINEA, T.

ASPECTE PRIVIND FIABILITATEA BRAZDARELOR DE PLUG IN
CONDITIILE DE LUCRU DIN JUDETUL BRASOV

Rezumat

Brăzdarul PP 4-2,4 o.c. recent introdus în exploatare s-a dovedit de la început un produs cu indici de fiabilitate superiori. Apariția unor defecțiuni la un mic procent dintre brăzdare a necesitat un studiu aprofundat al acestora, în urma căruia autorii au propus soluții de natură constructivă și tehnologică pentru înlăturarea definitivă a lor.

ADPECTS DE LA FIABILITE DES SOCS DE CHARRUE DANS LES
CONDITIONS DE TRAVAIL DU DEPARTEMENT DE BRASOV

Résumé

Le soc PP 4-2,4 o.c. récemment introduit en exploitation s'est montré encore du début un produit dont les indices de fiabilité sont supérieurs. L'apparition de certaines détériorisations à un petit pourcent de ces socs a rendu nécessaire une étude approfondie, à la suite de laquelle les auteurs ont proposé des solutions de nature à écarter définitivement toute détériorisation.

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN FÜR DIE OPTIMIERUNG DER FEDERNDEN AUFLAGERUNG VON WERKZEUGMASCHINEN

Dipl.Ing.Mihai Ciobanu, Oberassistent an der Universität, Braşov;
Dipl.Ing.Gheorghe Marin, Assistent an der Universität, Braşov;
Dipl.Ing.Ioan Daj, Assistent an der Universität, Braşov.

Die federnde Auflagerung der Werkzeugmaschinen wird in manchen Ländern weitgehend eingesetzt [1], in unserem Lande, aber, wird dieses Lagerungssystem noch nicht angewendet, vielleicht auch aus dem Grunde dass die auf diesem Gebiet ausgeführten Forschungen nicht zur Festsetzung von allgemein gültigen Richtlinien für die Wahl einer bestimmten Art von federnder Lagerung führten.

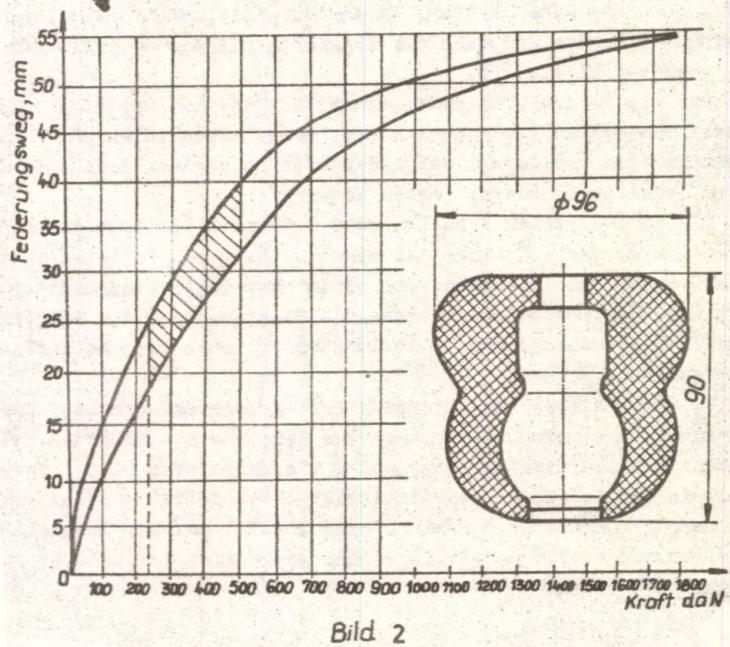
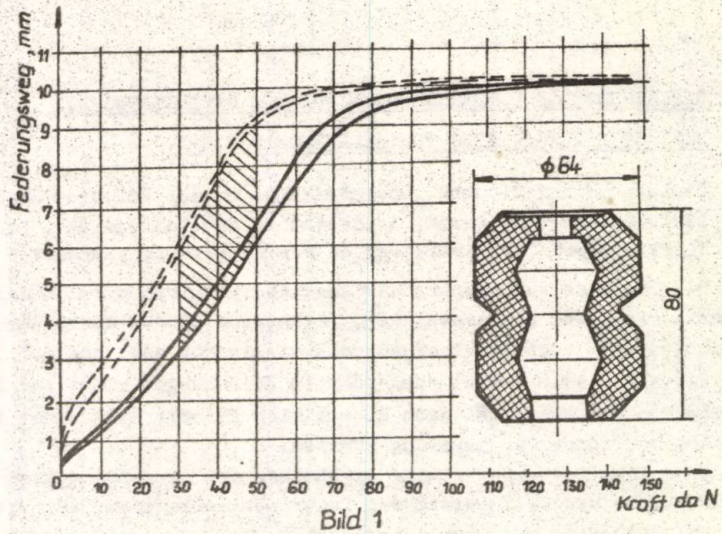
Im Folgenden werden einige Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen, die die Optimierung der federnden Auflagerung der Fräsmaschinen auf Gummifedern zielen, dargestellt.

Für die entsprechende Auswahl einer bestimmten Art federnder Lagerung muss der Konstrukteur, in erster Linie, den notwendigen Grad der Schwingungsdämmung und dann die Tragfähigkeit bei betreffender Lagerung berücksichtigen [2].

Für die federnde Lagerung einer FUS 250- Fräsmaschine wurden zwei Größen von hohlen AEON-Gummifedern, deren Kennlinien und Hauptabmessungen in den Bildern 1 und 2 dargestellt werden, versucht; die Federn arbeiten im schraffierten Bereich.

Die in statischen Verhältnissen aufgestellten Kennlinien der Holfedern wurden auf einer mit einem Hottinger-Kraftsensgeber, einem induktiven LW 402 - Weggeber und einem x-y-Registriergerät ausgestatteten Zug-Druck-Maschine erhalten. Die Diagramme aus den Bildern 1 und 2 wurden nach vorhergehender Ausführung von zehn Be- und Entlastungen aufgezeichnet.

Um den Einfluss der federnden Auflagerung auf den Lauf der Fräsmaschine zu bestimmen, wurden mehrere Versuche ausgeführt u.zw. ohne und mit federnder Auflagerung, wobei die Werkstoffe OL 37, Fe 200, Bz 10T in den folgenden Schnittbetrieben bearbeitet wurden: Vorschub 37,5 mm/min, Drehzahl 40 U/min; Vorschub 37,5 mm/min, Drehzahl 150 U/min; Vorschub 47,5 mm/min, Drehzahl 150 U/min; Vorschub 95 mm/min, Drehzahl 375 U/min.

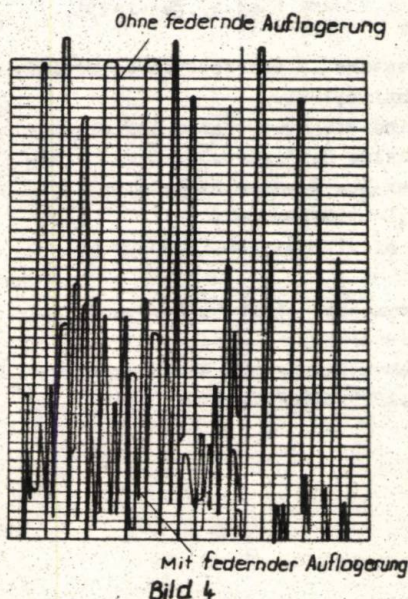
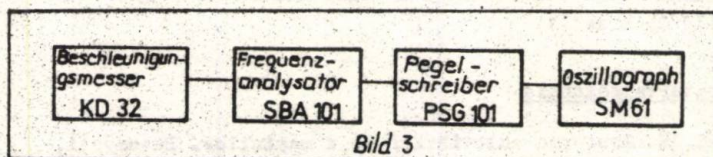


Es wurden die Beschleunigungen der Maschinenschwingungen registriert, wobei der Beschleunigungsgeber am Maschinentische angebracht wurde.

Für jedes gefräste Halbzeug wurden nachher die Rauigkeitsdiagramme mit Hilfe eines ME 10-Rauigkeitsmessgerät errichtet.

Die Schwingungsmesseinrichtung bestand aus: piezoelektrischem Beschleunigungsmesser KD 32, Schmalbandfrequenzanalysator SBA 101, Pegelschreiber PSG 101, Lichtstrahloszillograph SM 61; das Übersichtsschema der Einrichtung ist in Bild 3 dargestellt.

Bei der Analyse der Versuchsergebnisse wurde eine Schwingungspegelsenkung von 3,5...5 mal im Fall der federnden Lagerung im Vergleich zur gewöhnlichen Auflagerung (auf Betongründung) festgestellt. Die besten Ergebnisse wurden mit der Gummifeder aus Bild 1 (zweistufige Hohlfeder) erhalten.



In Bild 4 sind die Schwingungsdiagramme des Fräsmaschinentisches im Falle der federnden Lagerung auf zweistufigen Hohlfedern (s. Bild 1) und im Falle der Lagerung auf Betongründung gezeigt.

Der Schnittbetrieb der Maschine war für eine Probe aus OL 37 folgender:

Drehzahl - 40 U/min;
Längsvorschub - 37,5 mm/min;

Spandicke - 1mm.

Die Rauigkeitsdiagramme der in den oben beschriebenen Bedingungen auf der Fräsmaschine bearbeiteten Proben aus OL 37 sind im Bild 5 dargestellt. Es wird eine Verbesserung der Oberflächengüte zu, $R_a = 2,5 \mu m$

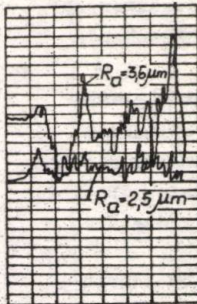


Bild 5

im Falle der federnden Auflagerung im Vergleich zu $R_a = 3,6 \mu m$ im Falle der Lagerung der Fräsmaschine auf Betongründung bemerkt.

Zum Abschluss der Arbeit können folgende Schlussfolgerungen gezogen werden:

- der Einsatz von federnden Elementen bei der Auflagerung von Werkzeugmaschinen beeinflusst die Güte der bearbeiteten Oberflächen positiv,

- experimentell wurde eine Steigerung der Güte der bearbeiteten Oberflächen im Falle der federnden Auflagerung von: 1,44

mal für Stahlproben, 2,41 mal für Gusseisenproben und 1,92 mal für Bronzeproben festgestellt,

- die besten Ergebnisse wurden im Fall der zweistufigen Hohlfedern (s.Bild 1) erzielt.

Literaturverzeichnis

- [1] BUZDUGAN, GH. Izolarea autovibratorie a mașinilor. București, Editura Academiei R.S.R., 1980.
- [2] DRAGHICI, I. u. a. Suspensii și amortizoare (Kap. 6), București, Editura tehnică, 1970.
- [3] DRAGHICI, I. u. a. Indrumar de proiectare în construcția de mașini. Bd. I (Kap. 3). București, Editura tehnică, 1981.
- [4] DRAGHICI, I. u. a. Considerații privind alegerea reazemelor elastice vibroizolatoare la mașinilor-unelte de frezat. In: Creativitatea în construcția, fabricarea și exploatarea automobilelor, Bd. I, Mecanică aplicată, I. I. S. Pitești, 1981, S. 196-201.
- [5] HARRIS, C. M. u. GREEDE, GH. E. Socuri și vibrații. Bd. II. București, Editura tehnică, 1968.
- [6] MORARU, V., ISPAS, C. u. RUSU, ST. Vibrațiile și stabilitatea mașinilor-unelte. București, Editura tehnică, 1982.
- [7] STAHL, E. Zur Aufstellung und Fundamentierung von Werkzeugmaschinen. In: Werkstattstechnik, Heft 11, 1979, S. 717-721.

CIOBANU, M., MARIN, GH., DAJ, I.

CERCETARI EXPERIMENTALE PRIVIND OPTIMIZAREA REZEMĂRII

ELASTICE A MASINILOR UNELTE

Rezumat

În lucrare se prezintă rezultatele unor cercetări experimentale avînd drept obiectiv optimizarea rezemării elastice a mașinilor unelte de frezat, pe arcuri din cauciuc.

Sînt prezentate diagramele de vibrații, determinate experimental, ale mesei mașinii de frezat în cazul rezemării elastice pe arcuri din cauciuc cu două etaje și în cazul rezemării pe fundații, precum și diagramele de rugozitate ale unor eșantioane preluate pe mașina de frezat pentru cele două tipuri de rezemări.

De asemenea, în încheierea lucrării sînt prezentate unele concluzii privind rezemarea elastică a mașinilor unelte.

EXPERIMENTELLE ~~UNTERSUCHUNGEN~~ FÜR DIE OPTIMIERUNG DER

FEDERNDEN AUFLAGERUNG VON WERKZEUGMASCHINEN

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen, die die Optimierung der federnden Lagerung von Werkzeugmaschinen auf Gummifedern als Ziel haben, dargestellt.

Es sind die experimentell bestimmten Schwingungsdiagramme des Maschinentisches und die Rauigkeitsdiagramme der gefrästen Proben für den Fall der federnden Lagerung auf zweistufigen Gummifedern und für den der direkten Lagerung auf Betongrund **dargestellt**.

Am Ende der Arbeit werden Schlussfolgerungen bezüglich der federnden Auflagerung von Werkzeugmaschinen gezogen.

PNEUMOELECTRIC APPARATUS FOR LINEAR DIMENSION CHECKING

Dr. eng. Gheorghe Boncol, Professor, University of Braşov;
Eng. S. Gabriel Boeriu, Lecturer, University of Braşov;
Eng. Gavrilă Calefariu, Assistant professor, University of Braşov ;
Eng. Mircea Racoviţă, Assistant professor, University of Braşov.

Passive interoperation and final checking of parts processed by cutting, automatic sorting of the parts in groups (Big, Small, Good Parts) and automatic interruption of the cutting process when the effective dimension is within the tolerance range, are some of the stages performed during the machining process on the machine tool, by means of several suitable apparatus. Such an apparatus is to be described in the following paper:

1. Work Principle

The work of this apparatus is based on the known principle of the measuring bridge, namely, the pneumatic bridge (Fig. 1, a) equivalent to the electric Wheatstone bridge (Fig. 1, b).

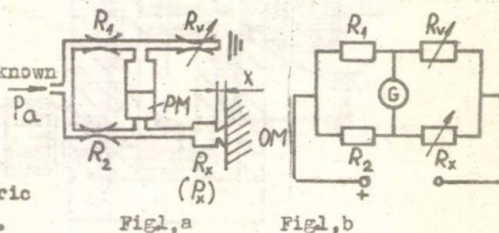


Fig. 1, a

Fig. 1, b

The pneumatic bridge consists of two parallelly connected pneumatic cylinders having two magnetic pistons which move within each cylinder P M (Fig. 2).

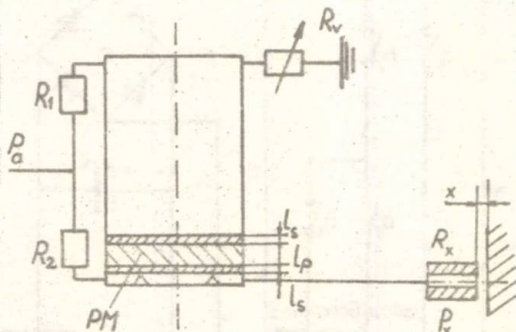


Fig. 2

The pneumatic cylinder consists of two admission valves R_1 and R_2 , and a magnetic piston PM. The position of the magnetic piston may be adjusted by two nozzles (R_v). One nozzle is connected to the measuring chamber and the other one to the compensating chamber. An electric signal is obtained by means of two REED contacts (b_1 and b_2) which are acted by the magnetic piston PM.

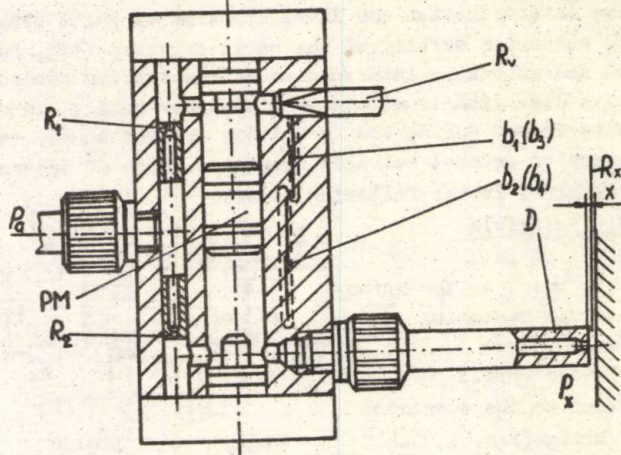


Fig. 3

2. Electric Diagram of the work principle

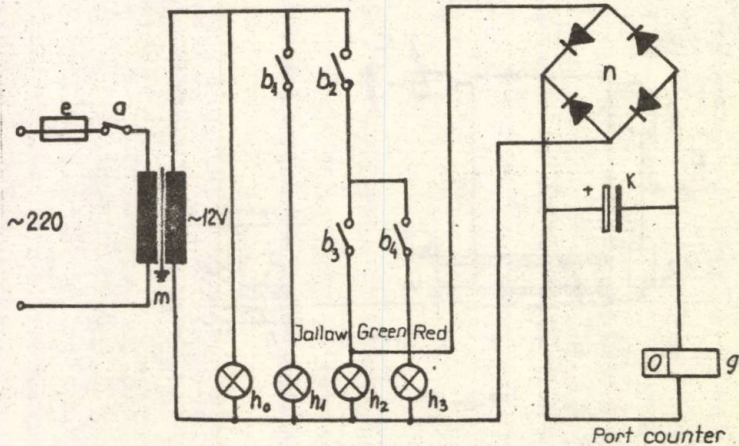


Fig. 4

As shown in Fig. 4, the diagram consists of the transformer m (220/12 V), REED contacts (b_1 and b_2), signalling lamps (h_1 = voltage in, h_2 = high voltage, h_3 = good, h_4 = low), rectifying bridge n , and part counter g . Connection to the electrical network is made by the switch a . Protection against short circuit is assured by a fusible fuse e .

3. Applications

Some of the applications are presented in the following paragraphs:

3.1. Dimension checking of a part having a reference surface

The work principle is shown in Fig. 5 with the following nomenclature: D = measuring nozzle, SR = reference surface, OM = part to be measured, E_1 and E_2 = checking objects (converters, pneumatic cylinders), Rv_1 , Rv_2 = valves, A = Feeding, R = pressure in the measuring circuit.

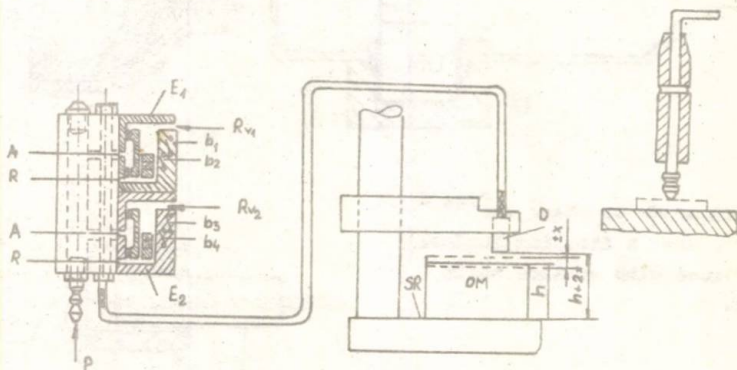


Fig. 5

Parts to be measured must have a smooth reference surface. The part OM will be arranged with this surface against the SR surface. The height to be measured will be established by means of nozzle D , which is linked to the two cascade connected converters.

Depending on the height of the part, the pressure in the measuring branch will either go up or go down.

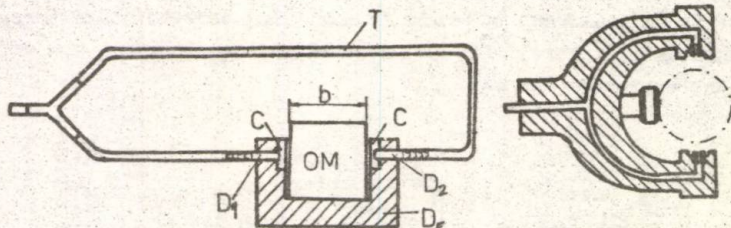
For low pressures the contacts b_2 and b_4 are closed (RED). For part dimensions which are within the tolerance range, the pressure increases; contact b_3 closes, and b_4 opens. (GREEN).

For high pressures b_1 closes and b_2 opens (YELLOW). This checking is quick: time of establishing the indication is of max. 1.5 seconds.

The obtained signal may be applied for active checking, passive checking, for monitoring a sorting device.

3. 2. Shaft and Bore Checking

Dimensions of a part without any reference surface may be checked if we use a special device according to Fig. 6, where: D_1, D_2 = reference nozzles connected by a lead in = T, OM = part to be checked, C = circular crown for air exhausting, DF = stand for nozzle fixing and part arrangement.



In order to check the Fig. 6 bore, use a checking mandrel provided with nozzles as in Fig. 7.

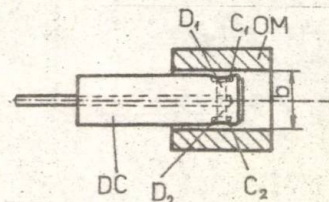


Fig. 7

Among the advantages of this method we mention the following:

- parts need not to be cleaned before checking, as this apparatus is not sensitive to dust, chips or cooling liquids;
- you can measure and check small bores (min. diam. $\varnothing = 5-6$ mm).

3. 3. Checking the fracture of drills provided with sender nozzle and receiving nozzle

This application is illustrated in Fig. 8, where: D_s = sender nozzle, D_r = receiving nozzle, B = drill, R_v = valve, b_1, b_2 = REED

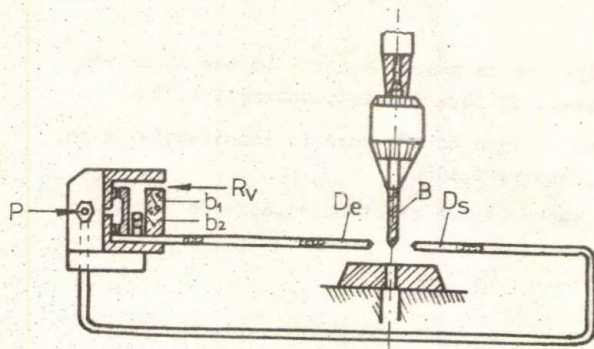


Fig. 8

The presence of the drill may be checked for any of its dimension, starting from $\varnothing = 0,5$ mm.

When the tool is present, the air jet sent by nozzle D_s does not reach to nozzle D_e . If the tool is broken, the pressure increases in the measuring branch, the magnetic piston moves and contact b_2 closes itself.

The signal may be used, either to visualize or to automatically stop the machine. Checking may be automatized, not being sensitive to liquids, dirt, dust or chips.

Conclusions

The apparatus presented above has been homologated in 1983 (p.v./ 337 / 1983, M.E.I.), one of them being kept at the Headquarters of Machine Tool University in Braşov. Another apparatus is used in one of Braşov's Enterprises.

Besides the applications mentioned above we can also note the following: checking of bores in plates and canting of the parts. To use it for the above said purposes, the apparatus shall be equipped with suitable accessories.

The apparatus is made up of components produced exclusively in Romania. It is compact, easily adjustable and nicely designed apparatus. Its characteristics are good liability and, for all contingencies, easy service.

It is an improved construction of our Romanian ELAUPRJET - type. It has similar performances to the imported types SAMSONATIC and FEINSPRUF from West Germany.

Bibliography

- [1] Dodoc, P. Metode și mijloace de măsură moderne în mecanică fină și construcția de mașini. Editura tehnică, București, 1978.
- [2] Micu, C.ș.a. Aparat și sisteme de măsurare în construcția de mașini. Editura tehnică, București, 1980.
- [3] Nicolau, Th. Puncte și compensatoare electronice. Editura tehnică, București, 1968.

BONCOI, GH., BOERIU, S.G., CALEFARIU, G., RACOVITA, M.

PNEUMOELECTRIC APPARATUS FOR LINEAR DIMENSION CHECKING

Summary

In this paper is presented an pneumoelectric apparatus for linear dimension checking and some of his possibilities of using.

APARAT PNEUMOELECTRIC PENTRU CONTROLUL DIMENSIUNILOR LINIARE

Rezumat

In lucrare se prezintă un aparat pneumoelectric pentru controlul dimensiunilor liniare și câteva dintre posibilitățile sale de utilizare.

SUR LA NÉCESSITÉ DE SIMPLIFIER LES ALGORITHMES DE
PROJECTION ASSISTÉE PAR L'ORDINATEUR DES PROCESSUS TECHNOLO-
GIQUES

Dr.ing. Nicolas-Valentin IVAN, lecteur Université de Bragov.

1. Généralités

Dans une série de travaux [2, 3, 4 etc.] nous avons eu l'occasion d'analyser l'utilité de l'implication des ordinateurs dans la projection et l'optimisation des processus technologiques. On a également analysé les modalités de résolution sur ordinateur des sous-problèmes connexes de la projection et de l'optimisation des processus technologiques assistés par l'ordinateur [2, 3 etc.].

L'expérience que l'auteur a accumulée dans ce domaine lui a permis d'exprimer l'idée que pour la réussite d'un système de projection et optimisation assisté par l'ordinateur il est absolument nécessaire que les modèles mathématiques, les algorithmes, donc les programmes, soient simplifiés au maximum, tout en assurant un compromis raisonnable entre la complexité, respectivement la fidélité, du modèle mathématique et la facilité de sa résolution.

Dans ce travail nous allons nous occuper de la simplification du modèle mathématique (par conséquent de l'algorithme et des sous-programmes respectifs aussi) du problème de la détermination des procédés optimaux d'usinage.

2. Détermination des procédés optimaux dans l'usinage
des alésages d'un diamètre de moins de 35 mm

A partir de l'idée de la programmation invariable bivalente [1], dans les travaux [2, 3], pour la détermination des procédés optimaux d'usinage d'une pièce quelconque on a recommandé le modèle mathématique (1) par un sous-programme, conformément au schéma logique de la fig. 1.

A ce que l'on peut observer, la résolution du modèle (1) réclame une certaine organisation des données, ainsi que le calcul des tolérances, des rugosités et des coûts d'usinage de la pièce par les procédés codifiés par les variables du vecteur x . Tout cela est, sans doute, nécessaire, mais il faut souligner le fait qu'il

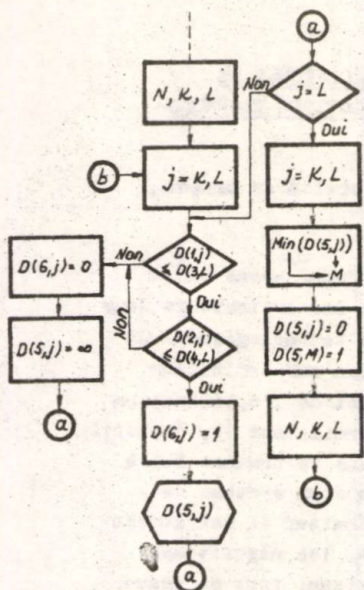


Fig. 1-a

$$\left\{ \begin{array}{l} \min (CX) \\ \sum \alpha_j = 1, j \in N_1 \\ \sum T_{ej} x_j \leq T_{p1} \\ \sum R_{ej} x_j \leq R_{p1} \\ \dots \dots \dots \\ \sum \alpha_j = 1, j \in N_2 \\ \sum T_{ej} x_j \leq T_{p2} \\ \sum R_{ej} x_j \leq R_{p2} \\ x_j = 1 \text{ ou } 0 \end{array} \right. \quad (1)$$

	x_1	...	x_n
1 Tolérances économiques	Te_1	...	Te_n
2 Rugosités économiques	Re_1	...	Re_n
3 Tolérances imposées	Tp_1		
4 Rugosités imposées	Rp_1		
5 Coût			
6 $f(i)$			

Fig 1-b

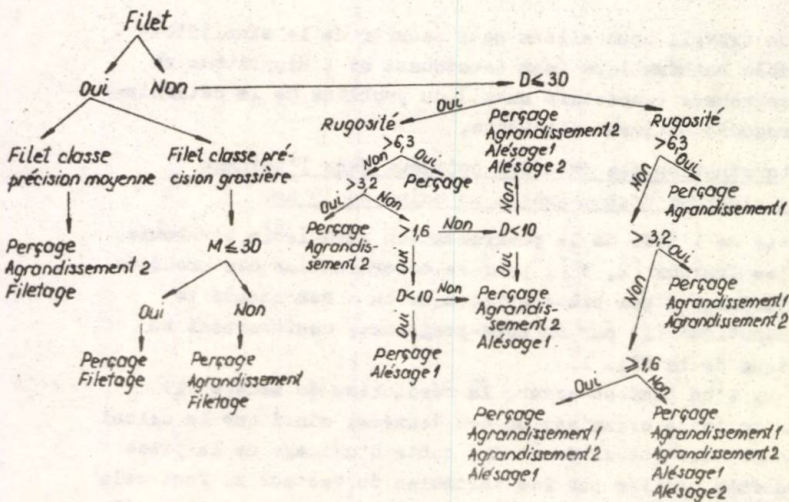


Fig. 2

apparait des complications solubles [5] concernant la programmation et l'exploitation de l'ordinateur.

Une observation attentive du modèle (1) met en évidence le fait que, dans certains cas, les restrictions imposées par les rugosités sont les plus importantes et que, par conséquent, c'est de là qu'il peut résulter des procédés optimaux d'usinage.

Ainsi, dans le cas des alésages de diamètres moindres ou égaux à 35 mm, l'algorithme de la détermination des procédés optimaux d'usinage peut être exprimé conformément au schéma de décision de la fig. 2.

3. Conclusions

Le schéma de décision de la fig. 2 apporte une importante simplification en ce qui concerne la résolution du sous-problème de la détermination de la variante technologique optimale quand il s'agit d'usiner des alésages de faible diamètre.

Bibliografie

- [1] BJORKE, O., HAUGRUD, B. Mathematical Methods in Planning of Machining Operations. Annals of the C.I.R.P., XVI, 4, 399-407 (1968).
- [2] IVAN, N.V. Contribuții asupra sistemelor de concepție a proceselor tehnologice. Modele și rezolvări cu ajutorul calculatoarelor electronice. Teza de doctorat, Universitatea din Brașov, 1977.
- [3] IVAN, N.V. Bazele optimizării proceselor tehnologice în construcția de mașini. Universitatea din Brașov, 1983.
- [4] IVAN, N.V. Asupra rentabilității utilizării calculatoarelor electronice în proiectarea proceselor tehnologice. Noutăți în mecanica aplicată și în construcția de mașini. Universitatea din Brașov, XVII, B, 87-94 (1975).
- [5] IVAN, N.V. ș.a. Practica proiectării asistate de calculator a proceselor tehnologice de prelucrare pe strunguri automate multi-ax. Lucrările celei de a 3-a sesiuni de comunicări științifice „Creația tehnică și fiabilitatea în construcția de mașini”, Probleme tehnologice de prelucrare mecanică în construcția de mașini, Iași 14-15 mai, 164-170 (1981), I.P. Iași.

IVAN, N.V.

ASUPRA NECESITATII SIMPLIFICARII ALGORITMILOR DE PROIECTARE
ASISTATA DE CALCULATOR A PROCESELOR TEHNOLOGICE

Rezumat

Lucrarea de față, vizînd utilizarea calculatoarelor electronice în proiectarea-optimizarea proceselor tehnologice, propune o soluție simplă pentru determinarea procedeelor optime de prelucrare a alezajelor mici.

SUR LA NÉCESSITÉ DE SIMPLIFIER LES ALGORITHMES DE PROJECTION
ASSISTÉE PAR L'ORDINATEUR DES PROCESSUS TECHNOLOGIQUES

Résumé

Le travail, portant sur l'emploi des ordinateurs à la projection et l'optimisation des processus technologiques, propose une solution simple pour la détermination des procédés optimaux d'usinage des alésages de faible diamètre.

GESCHWINDIGKEITSREGELUNG ASYNCHRONER LINEARMOTOREN DURCH PERIODISCHE NETZEINSPEISUNG

Prof.Dr. Ing. C. Saal; Dr. Ing. O. Pesteanu;
Dipl.Ing. A. Fratu, Universität Braşov.

Ein einfaches Verfahren für die Geschwindigkeitsregelung asynchroner Linearmotoren, bei konstanter Netzfrequenz, besteht aus dem periodischen Ein- und Ausschalten der Wicklung des Induktors mittels eines Drehstromschalters mit antiparallelen Thyristoren (Sinuspaketsteuerung) [1]. Hierbei ist eine Zweipunktgeschwindigkeitsregelung anwendbar [2]: das Einschalten des Motors dauert bis eine obere Geschwindigkeitsgrenze erreicht wird, danach werden die Spannungen am Linearmotor abgeschaltet und nur dann wieder zugeschaltet, wenn die Geschwindigkeit bis zu einer unteren Grenze abgesunken ist.

Eine andere Möglichkeit für die Geschwindigkeitsregelung ist das ununterbrochene periodische Ein- und Ausschalten des Motors, auch während der Geschwindigkeitsabnahme [3]: allen Thyristoren werden periodisch, mit der Periode nT , Zündspannungen mit der Dauer kT zugeführt, wobei T die Periodenzeit der Netzspannung ist, während k und n natürliche Zahlen, mit $k \leq n$. Somit ist die Dauer einer Netzspeisung ungefähr gleich kT , während der Zeitabschnitt zwischen zwei aufeinanderfolgenden Einschaltungen gleich nT ist. Durch Änderung der Parameter k und n wird die Geschwindigkeit des Linearmotors geändert bzw. geregelt. Der derart geschwindigkeitsgesteuerte Linearmotor befindet sich dabei fortlaufend im transienten Betrieb.

1. Berechnung des transienten elektromagnetischen Feldes in der Reaktionsschiene

Beim Studium des transienten Betriebsverhaltens des asynchronen Linearmotors wird in [4] die unterschiedliche geometrische Lage der drei Wicklungsstränge an den Induktoren berücksichtigt, aber es werden Ersatzschaltbilder verwendet die für Drehfeldmaschinen bestimmt wurden und die Geschwindigkeit wird als konstant angenommen. In den Studien [5],[6] und [7] sind die Breitenen-

deffekte vernachlässigt, aber die Längsendeffekte werden durch die theoretische Verlängerung des Magnetkreises ausserhalb des wirklichen Luftspaltes berücksichtigt. In [5] wird bei konstanter Luftspaltbreite der Reaktionsteil, der sich gegenüber jeder Polteilung befindet, durch zwei unbewegliche Wicklungen ersetzt. Die Längsendeffekte sind in [6] und [7] genauer berücksichtigt, durch Anwendung eines raumabhängigen Wertes für die Breite [6] bzw. für die Permeabilität [7] des Luftspaltes des Äquivalenten magnetischen Kreises; die Geschwindigkeit wird aber in [6] als konstant betrachtet. Der transiente Betrieb wird in [8] numerisch studiert, mit Berücksichtigung sowohl der Breiten- und Längsendeffekte als auch der Sättigung des magnetischen Kreises. In dem vorliegenden Beitrag werden die in [8] hergeleiteten Gleichungen und vorgestellten Berechnungsetappen angewendet.

Der Magnetkreis des kurzen zweiseitigen Induktors wird mit einem Äquivalenten magnetischen Kreis mit veränderlicher Luftspaltbreite $\delta(x, z)$ ersetzt (Bild 1). Im Luftspalt des Äquivalenten

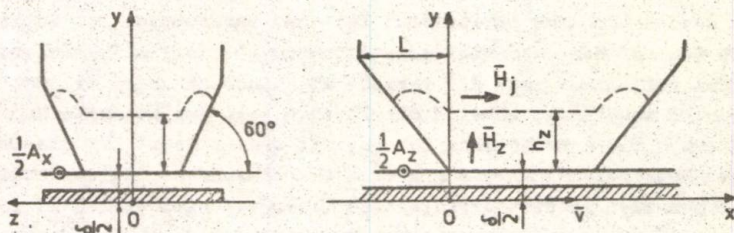


Bild 1. Äquivalenter magnetischer Kreis des oberen Blechpakets eines kurzen zweiseitigen Induktors.

Magnetkreises ist die magnetische Induktion $\vec{B}$ senkrecht auf der Fläche der Reaktionsschiene orientiert, während die Grössen des elektromagnetischen Feldes von der Koordinate y unabhängig sind. In den Eisenteilen des Äquivalenten magnetischen Kreises wird angenommen, dass die magnetische Feldstärke $\vec{H}_z(x, t)$ bis zu einer Tiefe h_z entlang der Achse Oy gerichtet ist. Gegenüber dem wirklichen Luftspalt ist h_z gleich mit der Länge des Zahnes, während $\vec{H}_z$ zwischen den Mittelebenen benachbarter Nuten gleich der magnetischen Feldstärke aus dem zwischen diesen Nuten liegenden Zahn

ist, bzw. im Bereich der Randzähne gleich der Feldstärke aus diesen Zähnen ist. In den „Jochen“ des äquivalenten magnetischen Kreises wird vorausgesetzt, dass die magnetische Feldstärke $\vec{H}_j(x,t)$ entlang der Achse Ox gerichtet ist und gleich der Feldstärke aus den entsprechenden Jochen des Induktors ist. Bezeichnet man mit c , ρ und $\bar{v}$ die Dicke, den spezifischen Widerstand und die Geschwindigkeit der Reaktionsschiene, dann erhält man durch Anwendung der Gesetze des elektromagnetischen Feldes folgende parabolische partielle Differentialgleichung [8]:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = \frac{6}{\mu_0 c} \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho \frac{\partial Q}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho \frac{\partial Q}{\partial z}) \right] - \frac{26}{c} \frac{\partial}{\partial x} (\rho H_j) - v \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{V}{\partial} \right), \quad (1)$$

worin :

$$V = B\delta, \quad Q = V + \mu_0 2H_z h_z - \mu_0 \int_{-L}^x A_z(\zeta, z, t) d\zeta, \quad (2)$$

wobei A_z die z - Komponente des primären Strombelags ist.

Wird als Unbekannte die Funktion $V(x,z,t)$ gewählt, dann kann man bei Approximation der Gl.(1) in den Gitterpunkten eines räumlich zweidimensionalen Netzes aus der xOz -Ebene die implizite Methode der alternierenden Richtung anwenden. Für die Lösungen der somit ermittelten algebraischen Gleichungssysteme ergeben sich mit der Gaußschen Eliminationsmethode lineare Ausdrücke bezüglich der noch unbekannten Stromwerte des Induktors. Durch Anwendung dieser Ausdrücke bei Approximation der Spannungs- und Bewegungsgleichungen werden die Strangströme und die Geschwindigkeit für jeden Zeitschritt gerechnet.

2. Berechnung des magnetischen Feldes im Induktor

Mit den Werten der magnetischen Luftspaltinduktion und der Strangströme und durch Anwendung der Integralform der Gesetze des magnetischen Feldes kann man eine vereinfachte iterative Feldberechnung im Induktor durchführen. Wird das magnetische Feld in jedem Zahn und in jeder Nut nur an drei Stellen berechnet, dann ergibt z.B. die Anwendung des Durchflutungsgesetzes für die geschlossene Kurve Γ (Bild 2) folgende Gl. für die Berechnung der magnetischen Feld-

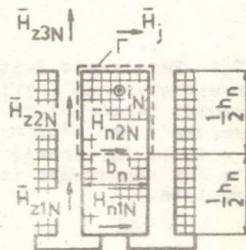


Bild 2. Magnetische Feldstärken im Induktor.

stärke in der Mitte der N-ten Nut [8]:

$$H_{n2N} = \frac{h_n}{2b_n}(H_{zn} - H_{zn+1}) + H_j + \frac{z_n}{2b_n} i_N, \quad H_{zn} = \frac{1}{12}(5H_{z3N} + 8H_{z2N} - H_{z1N}), \quad (3)$$

wobei z_n die Zahl der Leiter je Nut und i_N die Stromstärke eines Leiters der N-ten Nut bedeuten.

Weil bei der numerischen Auflösung der Gl.(1) die erst nachher berechneten Grössen: v, H_z, H_j als bekannt betrachtet wurden, wird die gesamte Berechnung aller Grössen für jeden Zeitschritt iterativ durchgeführt. Die Zahl der Iterationszyklen kann man verkleinern durch Binführung bei Ermittlung der Strangströme eines Relaxationsfaktors und durch Anwendung extrapolierter Anfangswerte für jeden Zeitschritt.

Für einen zweipoligen Linearmotor mit der Polteilungslänge $\tau_p = 0,102$ m sind in Bild 3 einige bei 50 Hz für $n = 2$ und $k = 1$

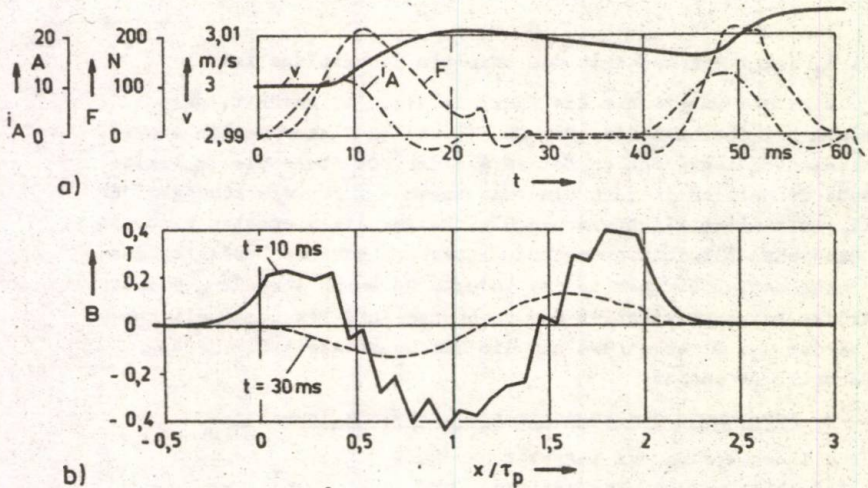


Bild 3, a. Berechnete Zeitverläufe des Strangstromes i_A , der elektromagnetischen Kraft F und der Geschwindigkeit v eines asynchronen Linearmotors für eine Phasenspannung des Stranges A des symmetrischen Netzes: $u_{AO} = 220\sqrt{2} \sin 100\pi t$ und für $n=2$ und $k = 1$; b. Berechnete Verteilungen der magnetischen Induktion in der Längsachse ($z = 0$) der Reaktionsschiene des Linearmotors.

berechnete Zeitverläufe dargestellt; die kleinen Werte der magnetischen Luftspaltinduktion zur Zeit $t = 30$ ms weisen auf die kleinen elektromagnetischen Zeitkonstanten der Linearmotoren bezüglich der Gewöhnlichen Drehfeldmaschinen [1].

Literatur

- [1] SCHÖNFELD, R., HABIGER, E. Automatisierte Elektroantriebe. Berlin, VEB Verlag Technik 1981.
- [2] TIMMEL, H., KAEUS, K.-H. Bemerkungen zur Zweipunktgeschwindigkeitsregelung von Linearmotorantrieben. ELEKTRIE 28(1974), H.9, S. 484-488.
- [3] SAAL, C., FRATU, A., PESTEANU, O. Verfahren und Anlage für die Geschwindigkeitsänderung flacher dreiphasiger Asynchronmaschinen. S.R.Rumänien-Patent Nr.79433 (1980).
- [4] STÖLZEL, D. Vorausbestimmung des Strom-Zeitverhaltens von Drehstromwandlerfeldlinearmotoren in Kurzstatorausführung im nichtstationären Betriebszustand. ELEKTRIE 32(1978) H.12, S. 653-655.
- [5] LIPO, T.A., NONDAHL, T.A. Pole-by-pole d-q model of a linear induction machine. IEEE Trans. on PAS 98(1979) No.2, S. 629-638.
- [6] BRÄMER, D. Feld- und Kraftverteilung bei asynchronen Kurzstator-Linearmotoren im stationären und nichtstationären Betrieb. Diss. TU Braunschweig 1979.
- [7] KOPILOW, I.P., WASILJEWSKI, S.P., BELIAEW, E.F. Mathematisches Modell der transienten Vorgänge in asynchronen Linearmotoren. Elektrotehnika (1977) No.7, S.24-26.
- [8] PESTEANU, O. Beitrag zum Studium des transienten Betriebsverhaltens asynchroner Linearmotoren. etzArchiv 5(1983) H.9, S. 277-285.

SAAL, C., PESTEANU, O., FRATU, A.

REGLAREA VITEZEI MOTOARELOR ASINCRONE LINIARE PRIN
ALIMENTARE PERIODICA DE LA RETEA

Rezumat

În lucrare se prezintă un procedeu simplu pentru reglarea vitezei motoarelor asincrone liniare; înfășurarea inductorului se conectează și deconectează periodic, prin intermediul unui contactor trifazat cu tiristoare conectate paralel în opoziție. Pentru acesta, cit și pentru instalație, autorii posedă brevetul român nr. 79433/1980.

Sînt redată, de asemenea, unele considerații cu privire la calculul cîmpului electromagnetic în gîna indus, cit și a cîmpului magnetic din inductor.

GESCHWINDIGKEITSREGELUNG ASYNCHRONER LINEARMOTOREN DURCH
PERIODISCHE NETZEINSPEISUNG

Zusammenfassung

In dieser Arbeit stellt man ein einfaches Verfahren für die Geschwindigkeitsregelung asynchroner Linearmotoren, vor; die Induktorwicklung wird periodisch ein- und ausgeschaltet, mittels eines Drehstromschalters mit antiparallelen Thyristoren (Sinuspaketsteuerung). Dafür haben die Autoren ein rumänisches Patent (Nr. 79433/1980) erhalten.

Einige Betrachtungen zur Berechnung des elektromagnetischen transienten Feldes in der Reaktionsschiene, wie auch des magnetischen Feldes im Induktor sind ebenfalls wiedergegeben.

L'ÉTABLISSEMENT D'UN PROCÉDÉ DE CALCUL D'OPTIMISATION,
OBTENUE PAR L'APPLICATION DE LA MÉTHODE DE LA PROGRAMMATION
DYNAMIQUE BELLMAN - L'ASPECT CONTINU

Ing. Daj-Fleţan Ioan, assistant à l'Université de Braşov.

1. Préliminaires

La programmation dynamique est essentiellement une conséquence du principe de l'optimalité, formulé, pour la première fois, par Bellman et qui consiste dans l'indépendance de la décision qu'il faut prendre à un moment donné dans un processus de commande optimale, par rapport à l'évolution du processus jusqu'à ce moment-là. De façon générale, la programmation dynamique présente deux aspects: un aspect discret et un autre continu qui, mathématiquement, revient à l'intégration de l'équation de Bellman [1,2,4].

On considère le problème de la minimisation de la fonctionnelle:

$$J(y) = \int_{t_0}^{t_1} F(t, y, \dot{y}) dt \quad (1)$$

où la fonction $y = y(t)$ est soumise à la condition initiale $y(t_0) = C$; on considère $t_0 = a$ et une valeur $t = t_1 = b$; la valeur minimale de J sera une fonction des valeurs initiales a et C , respectivement

$$S(a, C) = \min_y J(y, \dot{y}, t). \quad (2)$$

Par l'introduction de cette fonction (2), le problème partiel posé où a et C sont constants, joint la famille des problèmes engendrés par paramétrisation, en admettant que a et C varient: $-\infty < a < b$ et $-\infty < C < +\infty$.

Prenant en considération l'additivité de l'intégrale $\int_a^b = \int_a^{a+\Delta} + \int_{a+\Delta}^b$, conformément au principe d'optimisation de Bellman, on obtient tout de suite l'équation fonctionnelle:

$$S(a, c) = \min_{y \in [a, a+\Delta]} \left[\int_a^{a+\Delta} F(t, y, \dot{y}) dt + S(a+\Delta, c(y)) \right] \quad (3)$$

où la minimisation s'effectue sur toutes les fonctions y définies dans l'intervalle $a \leq t \leq a+\Delta$ avec $y(a) = c$ et avec $c(y) = y(a+\Delta)$.

On peut employer cette relation de deux façons: en discret, en prenant un Δ convenablement petit et en continu, avec $\Delta \rightarrow 0$.

La fonction $S(a, c)$ est considérée à dérivées partielles d'ordre 1 et 2 continues.

2. L'équation fondamentale non-linéaire de Bellman

Observant que le choix de la fonction $y(t)$ sur le segment $[a, a+\Delta]$, avec $y(a)$ soumise à la condition $y(a) = c$, peut être interprétée comme le choix de la dérivée $\dot{y}(t)$ dans $[a, a+\Delta]$. Si $\Delta \rightarrow 0$ le choix de $\dot{y}(t)$ dans $[a, a+\Delta]$ équivaut à l'hypothèse de la continuité de $\dot{y}(t)$.

Si l'on écrit:

$$\int_a^{a+\Delta} F(t, y, \dot{y}) dt = F(a, c, \dot{y}(a)) \cdot \Delta + O(\Delta), \quad (4)$$

alors, avec $c(y) = c + \dot{y}(a) \cdot \Delta + O(\Delta)$ et $v = \dot{y}(a)$, on peut exprimer l'équation fonctionnelle sous la forme:

$$S(a, c) = \min_v \left[F(a, c, v) \cdot \Delta + S(a+\Delta, c+v \cdot \Delta) \right] + O(\Delta) \quad (5)$$

et mettant $\Delta \rightarrow 0$ on obtient à la limite l'équation à dérivées partielles non-linéaire:

$$-\frac{\partial S}{\partial a} = \min_v \left[F(a, c, v) + v \frac{\partial S}{\partial c} \right], \quad (6)$$

ou, dans le cas le plus général, celle de la forme [1, 2, 4, 5].

$$-\frac{\partial S}{\partial t} = \min_{\substack{\dot{y}_{\min} \leq \dot{y} \leq \dot{y}_{\max} \\ t_0 \leq t \leq t_1}} \left[F(t, y, \dot{y}) + \dot{y} \frac{\partial S}{\partial y} \right] \quad (7)$$

avec la condition $S(b,c)=0$ pour tout c et pour $a < b$.

3. L'optimisation d'une commande $\dot{\varphi}(\varphi, t)$ par la méthode de la programmation dynamique selon un critère d'optimum de la forme:

$$F = A \sin \varphi(t) + B \dot{\varphi}(t) + C \dot{\varphi}(t) \cdot \sin \varphi(t).$$

On considère un système qui fonctionne cycliquement en parcourant un espace angulaire " φ ", et on pose le problème de la détermination d'une commande optimale " $\dot{\varphi}$ ", de façon à maintenir, en parcourant un cycle de travail, une grandeur " F ", caractéristique du processus de travail, à une valeur minimale dans l'intervalle de temps nécessaire pour parcourir " φ ". La relation proposée $F = F(\varphi, \dot{\varphi})$ constitue la forme d'expression mathématique de la grandeur qui sert de base au critère d'optimum choisi, tout en poursuivant le maintien de celle-là à une valeur minimale sur la trajectoire de travail; F est considérée comme établie à la suite de l'analyse et du modèle mathématique du processus respectif dans le but de son optimisation. Soit donc [6]:

$$F = A \sin \varphi(t) + B \dot{\varphi}(t) + C \dot{\varphi}(t) \sin \varphi(t), \quad (8)$$

où A, B, C sont des coefficients établis en fonction des paramètres constructifs et fonctionnels du système et des paramètres du régime de travail. Dans des applications pratiques F peut être, par exemple, une force résistante dans un processus de coupe, de transport, d'excoavation etc., un courant absorbé par un moteur électrique asynchrone actionnant un système de travail, une consommation d'énergie, le niveau des frais de travail dans l'espace considéré φ , etc. L'expression de la valeur effective F_e , de la grandeur F dans un certain intervalle de temps $[t_0, t_1]$ est:

$$F_e^2 = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} F^2 dt; \quad (9)$$

mathématiquement, le problème de l'optimisation du processus déroulé dans l'espace φ reviendra à la minimisation d'un indice de performance intégral, c'est-à-dire la fonctionnelle:

$$J = \int_{t_0}^{t_1} F^2 dt = \min. \quad (10)$$

On mentionne que dans de tels problèmes d'optimum, l'application de la programmation dynamique s'avère être la plus indiquée et plus efficace de toutes les méthodes. Pour l'application de la programmation dynamique - le cas continu - il faudra déterminer une fonction, comme solution d'une équation à dérivées partielles, puis, de façon indirecte, la grandeur d'actionnement optimale ($\dot{\varphi}$), la fonction étant S même, de (2), la fonction de Bellman, décrite par l'équation (7). Cela assure une solution rigoureuse et un volume de calcul sensiblement plus réduit, par rapport aux autres méthodes, comme, p.ex., le principe du maximum.

Donc, tenant compte de (8), l'indice de performance sera:

$$J = \int_{t_0}^{t_1} (A \sin \varphi + B \cdot \dot{\varphi} + C \dot{\varphi} \sin \varphi)^2 dt = \min \quad (10')$$

aux restrictions

$$\dot{\varphi}_{\min} \leq \dot{\varphi} \leq \dot{\varphi}_{\max}; \quad (11)$$

$$\int_{t_0}^{t_1} \dot{\varphi} dt = C_1; \quad C_1 = \varphi(t_1). \quad (12)$$

L'intégrale (12) constitue une condition isopérimétrique du problème. On précise également que le temps final t_1 est non imposé; il résulte à la suite de la détermination de la commande optimale $\dot{\varphi}^*$.

La condition (12) peut être introduite à l'aide d'un multiplicateur Lagrange, aboutissant à un problème sans restrictions de ce type. La condition (11) est assurée par les données initiales du problème.

Tenant compte de ce que l'on a énoncé ci-dessus, (10) devient:

$$J = \int_{t_0}^{t_1} \left[(A \sin \varphi + B \dot{\varphi} + C \dot{\varphi} \sin \varphi)^2 + \lambda \dot{\varphi} \right] dt. \quad (13)$$

Si l'on note par J^* l'expression :

$$J^* = \min \int_{t_0}^{t_1} [(A \sin \varphi + B \dot{\varphi} + C \dot{\varphi} \sin \varphi)^2 + \lambda \dot{\varphi}] dt, \quad (14)$$

alors l'équation de Bellman sera :

$$-\frac{\partial J^*}{\partial t} = \min_{\dot{\varphi} \in \Phi} \left[\mathcal{F}(\dot{\varphi}, t, \varphi(t)) + \frac{\partial J^*}{\partial \varphi} \cdot \dot{\varphi} \right] \quad (15)$$

ou

$$-\frac{\partial J^*}{\partial t} = \min_{\dot{\varphi} \in \Phi} \left[(A \sin \varphi + B \dot{\varphi} + C \dot{\varphi} \sin \varphi)^2 + \frac{\partial J^*}{\partial \varphi} \cdot \dot{\varphi} + \lambda \dot{\varphi} \right]. \quad (16)$$

Pour que l'expression entre parenthèses soit minimum, il est nécessaire que la dérivée de la parenthèse en rapport avec $\dot{\varphi}$ soit nulle :

$$2(A \sin \varphi + B \dot{\varphi} + C \dot{\varphi} \sin \varphi)(B + C \sin \varphi) + \lambda + \frac{\partial J^*}{\partial \varphi} = 0, \quad (17)$$

respectivement

$$\dot{\varphi}^* = \frac{-\lambda - \frac{\partial J^*}{\partial \varphi} - 2A \sin \varphi (B + C \sin \varphi)}{2(B + C \sin \varphi)^2}. \quad (18)$$

Reportant (18) dans (16), "min" disparaît et l'on obtient l'équation à dérivées partielles :

$$-\frac{\partial J^*}{\partial t} = \left[A \sin \varphi - \frac{\lambda + \frac{\partial J^*}{\partial \varphi} + 2A \sin \varphi (B + C \sin \varphi)}{2(B + C \sin \varphi)} \right]^2 - \left(\lambda + \frac{\partial J^*}{\partial \varphi} \right) \frac{\lambda + \frac{\partial J^*}{\partial \varphi} + 2A \sin \varphi (B + C \sin \varphi)}{2(B + C \sin \varphi)^2}. \quad (19)$$

Il résulte de (19) :

$$-\frac{\partial J^*}{\partial t} = -\frac{\left(\frac{\partial J^*}{\partial t} + \lambda\right)^2}{4(B+C\sin\varphi)^2} - \frac{A\sin\varphi}{B+C\sin\varphi} - \left(\lambda + \frac{\partial J^*}{\partial \varphi}\right), \quad (20)$$

ou

$$\begin{aligned} \frac{\partial J^*}{\partial t} - \frac{1}{4(B+C\sin\varphi)^2} \left(\frac{\partial J^*}{\partial \varphi}\right)^2 - \frac{\lambda + 2A\sin\varphi(B+C\sin\varphi)}{2(B+C\sin\varphi)^2} \cdot \frac{\partial J^*}{\partial \varphi} - \\ - \frac{\lambda^2 + 4A\lambda\sin\varphi(B+C\sin\varphi)}{4(B+C\sin\varphi)^2} = 0. \end{aligned} \quad (21)$$

On observe que $J^* = J^*(t, \varphi)$ décrite par (21) et utilisant les notations de Monge :

$$\frac{\partial J^*}{\partial t} = p, \quad \frac{\partial J^*}{\partial \varphi} = q \quad (22)$$

l'équation (21) devient :

$$\begin{aligned} f(t, \varphi, J^*, p, q) = p - \frac{q^2}{4(B+C\sin\varphi)^2} - \\ - \frac{\lambda + 2A\sin\varphi(B+C\sin\varphi)}{2(B+C\sin\varphi)^2} \cdot q - \frac{\lambda^2 + 4A\lambda\sin\varphi(B+C\sin\varphi)}{4(B+C\sin\varphi)^2} = 0. \end{aligned} \quad (23)$$

On peut appliquer maintenant la méthode Lagrange-Charpit, conformément à laquelle on note [8] :

$$\frac{\partial f}{\partial t} = X; \quad \frac{\partial f}{\partial p} = Y; \quad \frac{\partial f}{\partial J^*} = Z; \quad \frac{\partial f}{\partial p} = P; \quad \frac{\partial f}{\partial q} = Q. \quad (24)$$

Ecrivant (23) sous la forme:

$$p - \frac{q^2}{4(B+C\sin\varphi)^2} - \frac{\lambda q}{2(B+C\sin\varphi)^2} - \frac{2A\sin\varphi}{B+C\sin\varphi} - \frac{\lambda^2}{4(B+C\sin\varphi)^2} - \frac{\lambda A \sin\varphi}{B+C\sin\varphi} = 0, \quad (25)$$

(24) devient:

$$\begin{aligned} X=0; \quad Y &= \frac{C\cos\varphi}{2(B+C\sin\varphi)^3} (q^2 + 2q\lambda + \lambda^2) - \frac{AB\cos\varphi(q+\lambda)}{B+C\sin\varphi}; \\ Z=0; \quad P=1; \quad Q &= -\frac{q+\lambda}{2(B+C\sin\varphi)^2} - \frac{A\sin\varphi}{B+C\sin\varphi}. \end{aligned} \quad (26)$$

Il est démontré que la résolution de l'équation (25) équivaut à la résolution de l'équation différentielle ordinaire:

$$\frac{dt}{P} = \frac{d\varphi}{Q} = \frac{dJ^*}{Pp+Qq} = \frac{-dp}{X+pZ} = \frac{-dq}{Y+qZ}. \quad (27)$$

Considerant (26), (27) devient:

$$\begin{aligned} \frac{dt}{1} &= \frac{d\varphi}{-\frac{q+\lambda+2A\sin\varphi(B+C\sin\varphi)}{2(B+C\sin\varphi)^2}} = \frac{dJ^*}{p+q\cdot Q} = \\ &= \frac{dq}{\frac{(q^2+2q\lambda+\lambda^2)C\cos\varphi-2AB\cos\varphi(B+C\sin\varphi)^2(q+\lambda)}{2(B+C\sin\varphi)^3}}. \end{aligned} \quad (28)$$

On observe que $p = \frac{\partial J^*}{\partial t} = ct = 1$, donc nous serons intéressés par l'expression de Q , qui intervient dans le calcul de la commande optimale (18); celle-ci peut être obtenue comme $Q(t)$ ou $Q(\varphi)$; conformément au problème posé, on obtiendra $Q(\varphi)$. De (28) on obtient:

$$\frac{dq}{d\varphi} = - \frac{(q+\lambda)^2 C \cos \varphi - 2ABC \cos \varphi (B+C \sin \varphi)^2 (q+\lambda)}{(B+C \sin \varphi) [(q+\lambda) + 2A \sin \varphi (B+C \sin \varphi)]} \quad (29)$$

Intégrant (29), on obtiendra $Q = \frac{\partial J^*}{\partial \varphi}$, qui reportée dans (18) permettra de trouver la commande optimale $\dot{\varphi}^* = \omega(\varphi)$, tout en maintenant l'indice de performance J , à la valeur minimale J^* .

La valeur initiale de Q sera choisie de façon que soient respectées les conditions imposées à un régime de travail réel.

L'intégration de l'équation (29) se fera en admettant la discrétisation de φ d'un certain nombre de pas $\Delta\varphi$, aboutissant finalement à la distribution optimale de la vitesse de travail $\dot{\varphi}^*$, dans un intervalle de temps résultant. Comme on l'a déjà montré et comme il en résulte, dans l'esprit du problème posé, c'est le cas d'un processus à temps non-imposé. Imposer un intervalle de temps serait, logiquement, incompatible avec la valabilité du problème dans la pratique.

Il est précisé que pour déterminer λ on emploiera un procédé itératif, où l'on tiendra compte des conditions imposées à un régime de travail réel (voir 11 et 12), respectivement, $\dot{\varphi}_{\min} \leq \dot{\varphi} \leq \dot{\varphi}_{\max}$ où $\dot{\varphi} = \omega(\varphi)$ avec $0 \leq \varphi \leq \varphi_1$, où $\varphi_1 \leq \varphi_{\max}$ et $\omega(\varphi_1) \geq \dot{\varphi}_{\min}$; $\dot{\varphi}_{\min}$ est imposé à une certaine valeur de φ dans un cycle de travail, fonction du processus et du fonctionnement du système analysé.

Il est également précisé que λ , dans le cas des restrictions intégrales de ce genre, est une constante. L'intégration sera commencée par $\lambda = 0$, et sera reprise, conformément à relation (30), jusqu'à ce que soit remplie la condition $\omega(\varphi_1) \geq \dot{\varphi}_{\min}$.

$$\lambda = - \left(\frac{\partial J^*}{\partial \varphi} \right)_{\varphi=\varphi_1} - 2A \sin \varphi_1 (B+C \sin \varphi_1) - 2\dot{\varphi}_{\min} (B+C \sin \varphi_1)^2 \quad (30)$$

La valeur initiale de Q sera choisie de sorte que soient respectées, également, les conditions imposées par le régime de travail du système respectif,

$$Q_0 = Q(0) = \left(\frac{\partial J}{\partial \dot{\varphi}} \right)_{\dot{\varphi}=0} = -2\dot{\varphi}_{\max}^* B^2 - \lambda, \quad (31)$$

admettant $\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_{\max}$ au début du cycle de travail [6].

Finalement, il résultera également, de façon implicite, du calcul, l'intervalle de temps nécessaire à un cycle de travail correspondant à la distribution optimale de la vitesse $\dot{\varphi}$ dans l'espace de travail φ .

Bibliographie

- [1] MEYER, A., U. Modern Control Principles and Applications. New York, Mc Graw-Hill Book, 1969.
- [2] BELLMAN, R., E., DREYFUS, S., E. Programarea dinamică aplicată. București, Editura Tehnică, 1967.
- [3] PENESCU, C. e.a. Procese Optimale. București, Editura Academiei R.S.R., 1970.
- [4] HADLEY, J. Nonlinear and Dynamic Programming. New York, 1967.
- [5] IONESCU, V., POPEEA, C., Optimizarea sistemelor. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1981.
- [6] DAJ-F., I. Proiect de diplomă. Institutul de Mine Petroșani, 1973.
- [7] MARINESCU, CONSTANTIN, Cours de équations différentielles et intégrales. Université de Braşov, 1975.

DAJ, F., I.

L'ÉTABLISSEMENT D'UN PROCÉDÉ DE CALCUL D'OPTIMISATION,
OBTENUE PAR L'APPLICATION DE LA MÉTHODE DE LA PROGRAMMATION
DYNAMIQUE BELLMAN - L'ASPECT CONTINU

Résumé

L'ouvrage présente une application de la méthode de programmation dynamique-l'aspect continu-dans un cas d'optimization d'un processus qui est apprécié comme spécifique et où on connaît la forme mathématique de la grandeur qui est à la base de critère d'optimisation. À partir du principe de la méthode de Bellman, on établit un procédé de calcul par lequel on détermine finalement, la fonction d'optimisation (de Bellman) et implicitement la commande optimale. On fait la précision que l'ouvrage est conçu, ayant en vue l'utilisation de computer pour la détermination de la commande optimale. La forme mathématique de la grandeur par rapport à laquelle on établit le critère d'optimisation, est établie par une recherche antérieure d'un processus réel de travail.

STABILIREA UNUI PROCEDU DE CALCUL DE OPTIMIZARE, OBTINUTA
PRIN APLICAREA METODEI PROGRAMARII DINAMICE BELLMAN - AS -
PECTUL CONTINUU

Rezumat

Lucrarea prezintă o aplicație a metodei programării dinamice - aspectul continuu - într-un caz de optimizare a unui proces apreciat ca specific și unde se cunoaște forma matematică a mărimii care stă la baza criteriului de optim. Plecând de la principiul de bază al metodei, al lui Bellman, se stabilește un procedeu de calcul prin care se determină funcția de optimizare (a lui Bellman) și implicit comanda optimă. Se face precizarea că lucrarea este concepută având în vedere utilizarea calculatorului numeric pentru determinarea comenzii optimale. Forma matematică a mărimii în raport cu care s-a stabilit criteriul de optim este stabilită într-o cercetare anterioară a unui proces real de lucru.

ON THE ACCURATE SPECIFICATION OF THE HYDRAULIC
PRESS BODY FLEXURE

Dipl.Dr.Eng.Ion Tureac, associate professor Braşov
University;

Dipl.Eng.Vladimir Mărăscu, assistant professor,
Braşov University.

In papers [1],[3],[4] the effects of the body elastic strain upon of the machining accuracy of the parts made on these machines are synthetically presented as well as the effect, upon service conditions and energy balance of the machining process. Paper [5] presents some of the results concerning the experimental researches on the hydraulic press body strain.

Taking as a basis the results of the above-mentioned papers, the body deflection will be presented comparatively, these rates being determined both experimentally and by calculation for PH presses.

In the acceptance standard the limit rates of the vertical flexure " f_v " are specified on ranges. According to STAS 10724/4-75 specifications both PH 250 and PH 400 presses have the ultimate vertical flexure $f_v = 0.63$ mm and the PH 630 and PH 1000 have flexure $f_v = 1.25$ mm.

The researches made by the authors point out the good concordance between the STAS rates and the experimentally determined ones at the presses with the highest force, that is PH 160; PH 400; PH 1000, on the one hand, and the great differences at the other presses, on the other hand. Its results that when the slide-block travel must be set for a given rate, the appreciation of the body flexure has to be made in a different way for every press. In this manner a good exploitation of the machine can be provided.

Considering that on a PH 250 press a sheet part 0.5 mm thick must be pressed and a 250 kN is needed, it follows that the slide block travel must be set so that it should be at least 0.63 mm higher than the idle travel. This growth is imposed by

the body flexure specified by STAS and it is necessary to ensure the complete detachment of the part cut from the strip steel. It is known that in common pressing the cutting force grows from the moment of the contact between the pressure stamp and the machining material until the pressing stamp is at most half of its thickness, and then it decreases suddenly to very small rates (Fig.1). During the pressing force decrease a body respring action arcs, i.e. it comes back to the unstrained state, while the pressure stamp

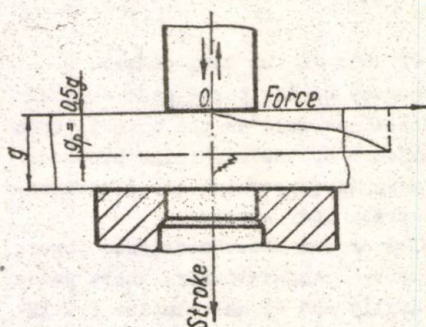


Fig. 1

perforates completely the material and penetrates into the plate of the stamping die at a depth equal to about $f_v = 0.63$ mm, that is more than the thickness of the part taken as an example above. The penetration of the pressing stamp into the pressing plate bore at such a depth causes its life decrease. The situation is more

disadvantageous when the pressing has several cutting posts placed at great intervals against the slide-block axle. It results that taking into consideration a flexure greater than the real one is unfavourable to stamping die service.

The calculations made by the authors for the range of PH presses make evident the different values of the presses flexure whose rated forces is different. Thus, starting from the formula

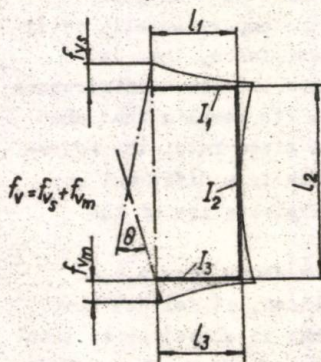


Fig. 2

The calculations made by the authors for the range of PH presses make evident the different values of the presses flexure whose rated forces is different. Thus, starting from the formula

$$f_v = \frac{FN}{E} \left(\frac{L_1^3}{3I_1} + \frac{L_3^3}{3I_3} + \frac{L_2^2 L_2}{I_2} + \frac{L_2}{A_2} \right) + K \frac{FN}{G} \left(\frac{L_1}{A_1} + \frac{L_3}{A_3} \right), \quad (1)$$

where l_1, l_2, l_3 are the specified length from Fig.2;
 I_1, I_2, I_3 - moments of inertia of the surface with
the lengths l_1, l_2, l_3 ;
 A_1, A_2, A_3 - areas of the sections of the above
surfaces;
 G - cross elasticity pitch;
 E - longitudinal elasticity pitch;
 F_N - press ultimate force;
 K - coefficient with rates between 1.7...2 [2]

it has been calculated the vertical static flexure in the slide-block kinematic axle. It has been calculated the angular strain as well by using the known relation :

$$\theta = \frac{F_N l}{2E} \left(\frac{4}{I_1} + \frac{l_3}{I_3} + \frac{l_2}{I_2} \right) \quad (2)$$

where the notations are similar to those in relations (1). The above relations allow the determination of the static flexure body informative rate and angular strain as revealed in papers [1], [2], [3]. The calculation results are presented in Table 1.

Table 1 presents the vertical flexure rates calculated by the formula

$$f_N = \frac{F_N}{C} \quad (3)$$

where C is the rigidity characteristic, whose rate is different for various press constructions of the same type. Thus, for extrusion presses the rates: $C = 630...390$ kN/mm are recommended, and for general purpose presses $C = 80...400$ kN/mm. The rigidity characteristic taken into consideration in this paper for evaluations, according to relation (3) and having in view the purpose of the presses studied [8], has been obtained by using the empiric formula

$$C = K_l \sqrt{F_N} \quad (4)$$

where $K_l = 8.55$ was experimentally established in paper [5].

For the control of the calculation results experimental determination for the PH 40, PH 60 and PH 100 presses have been carried int Fig.3 shows the places where the sizing and the body press manner for the static flexure determination were made. Differently from the checking method recommended in the STAS 10271/2-75, which points out the cumulate flexure, in the present paper the sizes were made separately for the upper part of the body and for the hover one making thus evidente the

Table 1

Flexure The Press	Vertical flexure f_v (mm)				Angular strain θ		
	Calculated by relation (1) (mm)	Calculated by relation (2) (mm)	Experi- mental (mm)	Recommen- ded STAS 10271/2 (mm)	Calculated by relation (2) (rad)	Experimental	
						(rad)	(min)
PH10	0,12	0,12	0,30	0,25	$0,65 \cdot 10^{-4}$	$2,1 \cdot 10^{-4}$	0' 45"
PH16	0,18	0,20	0,38	0,25	$1,1 \cdot 10^{-4}$	$5,5 \cdot 10^{-4}$	1' 20"
PH25	0,30	0,31	0,46	0,63	$1,7 \cdot 10^{-4}$	$6,3 \cdot 10^{-4}$	2' 15"
PH40	0,45	0,50	0,70	0,63	$3,4 \cdot 10^{-4}$	$8,6 \cdot 10^{-4}$	3' 10"
PH63	0,76	0,79	0,98	1,25	$4,4 \cdot 10^{-4}$	$9,9 \cdot 10^{-4}$	3' 35"
PH100	1,23	1,20	1,50	1,25	$6,44 \cdot 10^{-4}$	$12,1 \cdot 10^{-4}$	4' 10"

contribution of each of them to the ultimate flexure. The vertical flexure " f_v " was determined by taking into account the movements registered by the comparators 1...6 placed at the points and spaces shown in Fig.3, according to the formula :

$$f_v = \frac{f_6 + f_8}{2} + \frac{f_1 + f_2 + f_3 + f_4}{4} \quad (5)$$

and the angular strain was established by the formula

$$\tan \theta \approx \theta = \frac{f_7 - f_8}{l} \quad (6)$$

During the application the force of the body charge with rates between $F=0 \dots F=f_N$ a charging rate low enough to remain with on the static strain limits has been preserved. The flexure rates determined in this maner are shown in the Table 1.

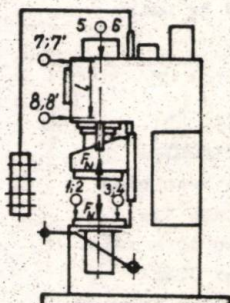


Fig. 3

Comparing the vertical flexure recommended by STAS 10271/2-75 for the PH presses considered in the present paper with the vertical flexure established by calculation and experimental, the following results can be mentioned :

- the rates recommended for " f_v " do not respect the series values of the rigidity characteristic according to the law :

$$C_{K+1} = C_K \sqrt{\frac{F_{N,K+1}}{F_{N,K}}} \quad (7)$$

- the flexure calculated by formulas (1) and (2) is less than the flexure determined experimentally making evident its informative character and the need to, complete the calculation analytical expressions with terms which take into consideration all the factors that influence it;

- considering that the experimentally determined flexure coincides to a large extent with the real one, it means that for the presses studied here the vertical deflection is stipulated in STAS 10271/1-75 only for the presses with the highest rated force of each group for PH 16; PH 40 and PH 100;

- the vertical flexure f_v measured in the slide-block axle is due in a percentage of 95 % to the body upper part strain and the rest to the lower part strain of its table;

- the rates of the experimentally determined angular strain reflect the choice of some advantageous constructive solutions that favour the development of the combined pressing process, whose cutting posts are removed from the slide-block axle of the press;

- the real rates of the body flexure may differ from those experimentally established for static conditions, because during the pressing process the body charge rate is much higher than that applied in the researches.

Bibliography

- [1]. ANGRONOV, F.G. Povigene procinosti i jestkosti odnostoecinih gidravliceskikh pressov. In: Vestnik mashinostroenie, Nr.9, 1971.
- [2]. NUDELIMAN, G.L. Jestkosti stanin odnostoecinih gidroressov. In: Kuznecino stampovocinoe proizvodstvo, Nr.2, 1974.
- [3]. TUREAC, G.I. Determinarea rigidității statice a preselor mecanice cu batiu deschis, cu simplă acțiune. In: Standardizarea română 24 (1972), Nr.8.
- [4]. TUREAC, G.I. Influența rigidității preselor cu excentric cu batiu deschis, înclinabil, asupra unor parametri prevăzuți în STAS 10179-75. In: Standardizarea română 33 (1980) Nr.4.
- [5]. TUREAC, G.I., MARASCU KLEIN, V.I. Cercetări experimentale privind săgeata preselor hidraulice cu batiu deschis. In: Buletinul științific al Universității din Brașov, Vol.I, 1980.
- [6]. STAS 10271/1-75 - Prese hidraulice cu batiu deschis. Parametrii principali.
- [7]. STAS 10271/2-75 - Prese hidraulice cu batiu deschis - prescriptii de precizie geometrică.
- [8]. Norme de unificare și tipizare - I.C.P.M.U.A.

TUREAC, ION; MARASCU VLADIMIR

ASUPRA PRESCRIPTIILOR PRIVIND PRECIZIA SAGETII
BATIULUI PRESELOR HIDRAULICE DESCHISE

Rezumat

Lucrarea conține cercetările experimentale ale autorilor cu privire la rigiditatea preselor hidraulice cu batiul deschis. Sînt puse în evidență contribuțiile părților componente ale batiului la săgeata totală a acestuia.

În concluziile lucrării sînt date recomandări pe baza cărora pot fi luate măsuri privind proiectarea, execuția și exploatarea preselor hidraulice.

TUREAC, ION; MARASCU, VLADIMIR

ON THE ACCURATE SPECIFICATION OF THE HYDRAULIC
PRESS BODY FLEXURE

Abstract

The paper contains the conclusions of the researches made by the authors on the strain of the hydraulic press body. Differences between the calculated vertical deflection and the experimentally determined one are emphasized. On the basis of experimental determinations the contribution of the different parts of the body to the total flexure is pointed out. The paper conclusions are useful recommendations for the calculation and desing of the hydraulic presses with open body.

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
UNIVERSITATEA DIN BRASOV

Multiplioat in cadrul sectorului

Reprografie. Comanda: 456/I985 Uo1



